

ПРОБЛЕМЫ МАШИНОСТРОЕНИЯ И НАДЕЖНОСТИ МАШИН



3

2023

СО Д Е Р Ж А Н И Е

Механика машин

Кинематический и точностной анализ механизма параллельной структуры типа Delta с использованием плюккеровых координат <i>Е. С. Гебель, А. Б. Ласточкин, А. А. Романов, Л. В. Гаврилина, М. В. Глазунов</i>	3
Математическая модель движения сменного гусеничного модуля с податливой несущей рамой <i>А. Э. Каплюхин, Ж. М. Бледнова</i>	17

Надежность, прочность, износостойкость машин и конструкций

Температурные остаточные напряжения при лазерной иммерсионной резке металлов <i>А. Ю. Албагачиев</i>	29
Теоретические основы адаптированных зубчатых передач при работе в условиях перекося <i>Ф. Г. Нахатакян, А. К. Пузакина, Д. Ф. Нахатакян, Д. С. Блинов, Я. П. Зенкина</i>	33
Оценка эксплуатационной надежности шестеренных гидронасосов, отремонтированных с применением метода электроискровой обработки <i>И. Н. Кравченко, С. А. Величко, А. В. Мартынов, О. В. Бармина, А. С. Апатенко, Н. С. Севрюгина</i>	40
Двухслойная балка в условиях ползучести и роста поврежденности при трехточечном нагружении <i>К. А. Хвостунков, К. А. Федотов</i>	48
Влияние термической обработки на структуру сварного соединения сплава ВЖ178П после ротационной сварки трением <i>Т. Т. Фозилов, М. Г. Яковлев, А. В. Бабайцев</i>	58
Моделирование влияния наноразмерных наполнителей на механические свойства и износостойкость композита на основе полиэфирэфиркетона <i>С. Ли, Е. Б. Седакова</i>	64

Новые технологии в машиностроении

Разработка новых инструментов для эндоскопических хирургических операций <i>Р. Ф. Ганиев, В. А. Глазунов, П. С. Глушков, С. В. Левин, К. А. Шалюхин</i>	70
--	----

Автоматизация и управление в машиностроении

Структурная адаптация программы контроля безопасности технического состояния сложной технической системы <i>А. В. Майстрюк, Е. Ю. Лушпа, М. Н. Ерофеев, В. В. Спирыгин</i>	78
---	----

Обоснование и результаты численного моделирования
струйного маслоснабжения сопряжения “цилиндр–поршень”
в быстроходном четырехтактном двигателе внутреннего сгорания

С. В. Путинцев, С. А. Аникин, С. С. Стрельникова

89

Экспериментальная механика. Диагностика испытания

Методика испытания трибологических свойств осевых опор

Е. М. Черемисинов, И. С. Славский

100

Формообразование гибридных заготовок из алюминиевых сплавов
осадкой с кручением

П. А. Петров, В. Н. Фам, И. А. Бурлаков, Нгуен Хань Тоан

106

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 621.01

**КИНЕМАТИЧЕСКИЙ И ТОЧНОСТНОЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА
ПАРАЛЛЕЛЬНОЙ СТРУКТУРЫ ТИПА DELTA С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
ПЛЮККЕРОВЫХ КООРДИНАТ****© 2023 г. Е. С. Гебель¹, А. Б. Ласточкин², А. А. Романов²,
Л. В. Гаврилина^{2,*}, М. В. Глазунов³**¹*Омский государственный технический университет, Омск, Россия*²*Институт машиноведения им. А.А. Благоднарова РАН, Москва, Россия*³*Российский государственный университет им. А.Н. Косыгина, Москва, Россия***e-mail: griboedova04@mail.ru*

Поступила в редакцию 05.12.2022 г.

После доработки 20.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

В настоящей статье рассмотрен робот Delta, являющийся одним из наиболее известных представителей манипуляционных устройств параллельной структуры. Он включает в себя три кинематические цепи, каждая из которых содержит вращательный привод и шарнирный параллелограмм. Представлены решения задач кинематики, в том числе задачи о положениях и задачи точностного анализа. При решении используется винтовое исчисление. Показано, что близость к особым положениям обуславливает ухудшение повторяемости.

Ключевые слова: механизм параллельной структуры, робот Delta, задача о положениях, точностной анализ

DOI: 10.31857/S0235711923030069, **EDN:** PQGLQF

Для решения серьезных задач, стоящих перед отечественным машиностроением [1, 2] весьма важны механизмы параллельной структуры, отличающиеся высокими функциональными характеристиками [3, 4]. Данные механизмы явились темой исследований, представленных во многих работах, в частности, многочисленные публикации посвящены особым положениям этих устройств, в которых механизм либо теряет одну или несколько степеней свободы, либо теряет управляемость [5–7]. Следует отметить, что подобного рода механизмы можно получить объединением двух манипуляторов последовательной структуры, которые связаны через объект манипулирования, однако в данном случае каждая кинематическая пара снабжена приводом [8].

Многие публикации посвящены синтезу механизмов параллельной структуры, обладающих специфическими свойствами. Это необходимо для решения некоторых конкретных технических задач. В частности, речь идет о механизмах, обладающих свойством изоморфности, т.е. постоянством передаточных отношений между приводами и выходным звеном [9]. Также большое внимание было уделено механизмам с постоянной точкой ввода выходного звена в рабочую зону [10]. В ряде случаев важным является обеспечение свойства динамической развязки [11].

В последнее время много внимания уделяется механизмам, выходное звено которых приводится в движение с помощью тросов [12], а также механизмам, входные звенья которых перемещаются по круговой направляющей [13, 14]. Неизменно акту-

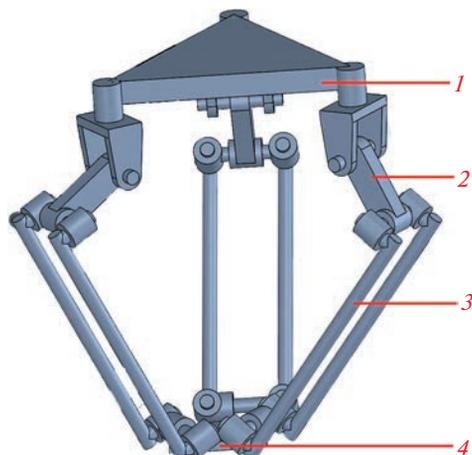


Рис. 1. Механизм параллельной структуры типа Delta.

альной является задача построения механизмов, обладающих повышенной точностью (повторяемостью). При этом применяются изгибные упругие кинематические пары [15].

Одним из наиболее известных используемых механизмов является механизм робота Delta [16–19]. В данном устройстве, обеспечивающем поступательные движения выходного звена, имеют место три кинематические цепи, в каждой из которых содержится привод и шарнирный параллелограмм.

В настоящей статье ставится задача определения плюккеровых координат силовых винтов, передаваемых на выходное звено механизма типа Delta. На этой основе можно найти взаимосвязь между повторяемостью позиционирования приводов и повторяемостью положений выходного звена. Поэтому требуется решить задачу о положениях и задачу о скоростях. При этом решение задачи о скоростях можно использовать для анализа точности (повторяемости). Важно уяснить, какова взаимосвязь между повторяемостью положений выходного звена и близостью к особым положениям.

Рассматриваемый механизм (рис. 1) содержит основание 1, три кинематические цепи, в каждой из которых имеется входное звено 2, шарнирный параллелограмм 3, сопряженный с выходным звеном 4. Механизм имеет три степени свободы, обеспечивающие поступательные движения выходного звена.

Для решения обратной задачи о положениях используем замещающую схему (рис. 2).

Эта схема получена путем “сдвигания” трех кинематических цепей к центру, так, чтобы оси вращательных пар, расположенных на выходном звене, пересеклись бы в одной точке. В данном случае точки A_1, A_2, A_3 – это центры, через которые проходят оси приводных вращательных пар, единичные векторы которых – e_1, e_2, e_3 . Точки B_1, B_2, B_3 соответствуют серединам начальных звеньев шарнирных параллелограммов, точка C_{123} соответствует совмещенным центрам конечных звеньев шарнирных параллелограммов. Все точки можно представить их координатами в системе $Oxuz$.

Если плоскость xOy проходит через точки A_1, A_2, A_3 , то взаимное положение основания механизма и системы координат (рис. 3) определяет векторы r_1, r_2, r_3 , перпендикулярные векторам e_1, e_2, e_3 и проходящие через точки A_1, A_2, A_3 (в дальнейшем для исключения сложных индексов номера элементов механизмов будем записывать в строчку).

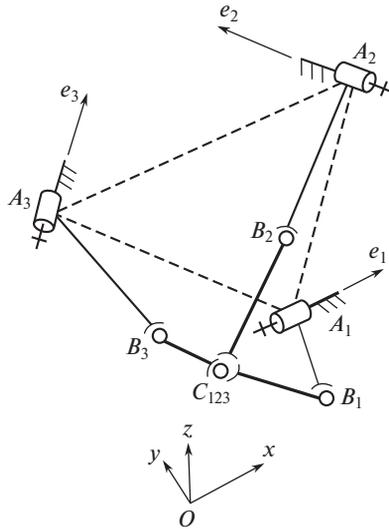


Рис. 2. Замещающая схема, используемая для решения задачи о положениях.

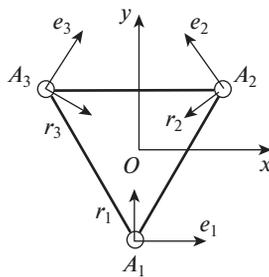


Рис. 3. Положение основания в случае, когда оно расположено в плоскости xOy .

Представим векторы, характеризующие положения осей кинематических пар и радиус-векторы точек, выражающих конфигурацию звеньев механизма. Единичные векторы осей входных кинематических пар и радиус-векторы центров этих пар

$$\mathbf{e}1 = \begin{pmatrix} e1_x \\ e1_y \\ e1_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{e}2 = \begin{pmatrix} e2_x \\ e2_y \\ e2_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{e}3 = \begin{pmatrix} e3_x \\ e3_y \\ e3_z \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{r}1 = \begin{pmatrix} r1_x \\ r1_y \\ r1_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r}2 = \begin{pmatrix} r2_x \\ r2_y \\ r2_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r}3 = \begin{pmatrix} r3_x \\ r3_y \\ r3_z \end{pmatrix}.$$

Кроме того, представим радиус-векторы центров входных кинематических пар и центр выходного звена, обозначив соответствующие точки

$$\mathbf{A}1 = \begin{pmatrix} A1_x \\ A1_y \\ A1_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A}2 = \begin{pmatrix} A2_x \\ A2_y \\ A2_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A}3 = \begin{pmatrix} A3_x \\ A3_y \\ A3_z \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} C_x \\ C_y \\ C_z \end{pmatrix}.$$

Найдем обобщенную координату θ_1 для первой кинематической цепи. Имеют место векторные и скалярные соотношения

$$\mathbf{A1C} = \mathbf{C} - \mathbf{A1}, \quad \mathbf{A1C} = \begin{pmatrix} C_x - A1_x \\ C_y - A1_y \\ C_z - A1_z \end{pmatrix},$$

$$L_{CC1} = \mathbf{e1} \cdot \mathbf{A1C};$$

$$L_{CC1} = e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z),$$

где $\mathbf{A1C}$ – это вектор, проведенный из точки $A1$ в точку C ; $C1$ – точка основания перпендикуляра, опущенного из точки C на плоскость, перпендикулярную вектору $\mathbf{E1}$ и проходящую через точку $A1$; L_{CC1} – расстояние между точками C и $C1$. Иначе соотношение можно переписать в виде

$$\mathbf{CC1} = \mathbf{e1} \cdot L_{CC1}.$$

Вектор $\mathbf{CC1}$ можно представить следующим образом:

$$\mathbf{CC1} = \begin{bmatrix} e1_x [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ e1_y [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ e1_z [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \end{bmatrix},$$

где все элементы относятся к координатам соответствующих векторов.

Радиус-вектор точки $C1$ записывается следующим образом:

$$\mathbf{C1} = \mathbf{C} + \mathbf{CC1},$$

что можно представить в координатной форме в виде

$$\mathbf{C1} = \begin{bmatrix} C_x + e1_x [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ C_y + e1_y [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ C_z + e1_z [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \end{bmatrix}.$$

Здесь все элементы соответствуют координатам упомянутых ранее векторов. В соответствии с изложенным вектор $\mathbf{A1C1}$ будет иметь координаты

$$\mathbf{A1C1} = \begin{bmatrix} C_x - A1_x + e1_x [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ C_y - A1_y + e1_y [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \\ C_z - A1_z + e1_z [e1_x (C_x - A1_x) + e1_y (C_y - A1_y) + e1_z (C_z - A1_z)] \end{bmatrix}.$$

Расстояния между точками $A1$ и $C1$, $B1$ и $C1$ выражаются как

$$L_{A1C1} = \sqrt{A1C1_1^2 + A1C1_2^2 + A1C1_3^2},$$

$$L_{B1C1} = \sqrt{L_{B1C}^2 - L_{CC1}^2}.$$

Исходя из теоремы косинусов, имеем

$$L_{B1C1}^2 = L_{A1C1}^2 + L_{A1B1}^2 - 2L_{A1C1}L_{A1B1} \cos(\angle C1A1B1),$$

$$\cos(\angle C1A1B1) = \frac{L_{A1C1}^2 + L_{A1B1}^2 - L_{B1C1}^2}{2L_{A1C1}L_{A1B1}},$$

$$\angle C1A1B1 = \arccos\left(\frac{L_{A1C1}^2 + L_{A1B1}^2 - L_{B1C1}^2}{2L_{A1C1}L_{A1B1}}\right).$$

Кроме того, из геометрических соотношений имеем

$$\cos(\psi_1) = \frac{\mathbf{A1C1} \cdot \mathbf{r1}}{L_{A1C1}}, \quad \psi_1 = \arccos\left(\frac{\mathbf{A1C1} \cdot \mathbf{r1}}{L_{A1C1}}\right).$$

Первая обобщенная координата имеет значение

$$\theta_1 = \psi_1 + \angle C1A1B1.$$

Таким образом, обратная задача о положениях для первой кинематической цепи решена. Аналогичное решение имеем для второй и третьей кинематических цепей.

Переходим к численному примеру, в котором будет учтено то, что точки $C1$, $C2$, $C3$ будут разнесены в соответствии с конструкцией механизма. При исходном, “совмещенном”, положении кинематических цепей имели место соотношения

$$L_{AB} = L_{A1B1} = L_{A2B2} = L_{A3B3} = 1 \text{ м},$$

$$L_{BC} = L_{B1C1} = L_{B2C2} = L_{B3C3} = 1 \text{ м},$$

$$\mathbf{e1} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{e2} = \begin{pmatrix} -0.5 \\ \frac{\sqrt{3}}{2} \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{e3} = \begin{pmatrix} -0.5 \\ -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{A1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A2} = \begin{pmatrix} 0.866 \\ 0.5 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{A3} = \begin{pmatrix} -0.866 \\ 0.5 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -1.2 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{r1} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r2} = \begin{pmatrix} \frac{\sqrt{3}}{2} \\ 0.5 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r3} = \begin{pmatrix} -\frac{\sqrt{3}}{2} \\ 0.5 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

В случае, когда все точки расположения входных кинематических пар и точки центров шарниров, соединяющих кинематические цепи и выходное звено, “разнесены” на 0.1 м

$$\mathbf{A1}' = \mathbf{A1} + 0.1\mathbf{A1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -1.1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{A2}' = \mathbf{A2} + 0.1\mathbf{A2} = \begin{pmatrix} 0.953 \\ 0.55 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{A3}' = \mathbf{A3} + 0.1\mathbf{A3} = \begin{pmatrix} -0.953 \\ 0.55 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{C11} = \mathbf{C} + 0.1\mathbf{A1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.1 \\ -1.2 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{C22} = \mathbf{C} + 0.1\mathbf{A2} = \begin{pmatrix} 0.087 \\ 0.05 \\ -1.2 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{C33} = \mathbf{C} + 0.1\mathbf{A3} = \begin{pmatrix} -0.087 \\ 0.05 \\ -1.2 \end{pmatrix},$$

где $\mathbf{A1}'$, $\mathbf{A2}'$, $\mathbf{A3}'$ – это новые радиус-векторы точек крепления входных вращательных кинематических пар; $\mathbf{C11}$, $\mathbf{C22}$, $\mathbf{C33}$ – новые радиус-векторы точек крепления выходных пар всех кинематических цепей.

Новые положения радиус-векторов точек крепления входных вращательных кинематических пар, м

$$\mathbf{r1}' = \mathbf{r1} + 0.1\mathbf{r1} = \begin{pmatrix} 1 \\ -1.1 \\ 0 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{r2}' = \mathbf{r2} + 0.1\mathbf{r2} = \begin{pmatrix} 0.953 \\ 0.55 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{r3}' = \mathbf{r3} + 0.1\mathbf{r3} = \begin{pmatrix} -0.953 \\ 0.55 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Геометрические свойства остаются прежними

$$\mathbf{r1}' \cdot \mathbf{e1} = 0, \quad \mathbf{r2}' \cdot \mathbf{e2} = 0, \quad \mathbf{r3}' \cdot \mathbf{e3} = 0,$$

$$\mathbf{r1}' \cdot \mathbf{z} = 0, \quad \mathbf{r2}' \cdot \mathbf{z} = 0, \quad \mathbf{r3}' \cdot \mathbf{z} = 0.$$

Приведем пример нахождения угла θ_1 в первой кинематической цепи. Пусть центр выходного звена расположен на оси z на расстоянии 1.2 м от центра координат. В этом случае вектор, проведенный из точки $A1'$ до точки $C11$ имеет координаты

$$\mathbf{A1}'\mathbf{C11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ -1.2 \end{pmatrix}.$$

Радиус-вектор точки $C1$, являющийся проекцией точки $C11$ на плоскость, проходящую через точку $A1'$ и перпендикулярную вектору $\mathbf{e1}$, выражается следующим образом:

$$\mathbf{C1} = \mathbf{C11} + \mathbf{C11C1}, \quad \mathbf{C1} = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.1 \\ -1.2 \end{pmatrix}.$$

Вектор, соединяющий точки $A1'$ и $C1$, имеет координаты

$$\mathbf{A1}'\mathbf{C1} = \mathbf{C1} - \mathbf{A1}', \quad \mathbf{A1}'\mathbf{C1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ -1.2 \end{pmatrix}.$$

Расстояние между точками $A1'$ и $C1$, а также точками $B1'$ и $C1$ равны

$$L_{A1}'C1} = \sqrt{A1'C1_x^2 + A1'C1_y^2 + A1'C1_z^2}, \quad L_{A1}'C1} = 1.562 \text{ м},$$

$$L_{B1}'C1} = \sqrt{L_{B1}'C}^2 - L_{C11C1}^2}, \quad L_{B1}'C1} = 1 \text{ м}.$$

Исходя из теоремы косинусов, имеем

$$\angle C1A1'B1' = \arccos\left(\frac{L_{A1}'C1}^2 + L_{A1}'B1'}^2 - L_{B1}'C1}^2}{2L_{A1}'C1}L_{A1}'B1'}\right),$$

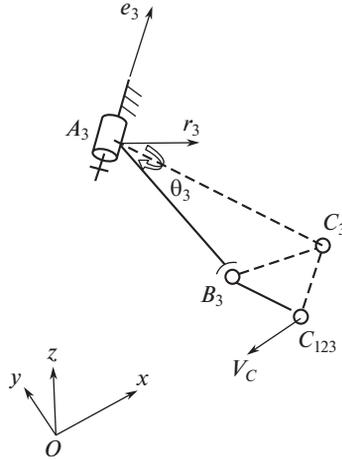


Рис. 4. К решению задачи о скоростях (для третьей кинематической цепи).

$$\angle C1A1'B1' = 0.674 \text{ рад.}$$

Кроме того, нужно учесть угол ψ_1 между вектором $A1'C1$ и радиус-вектором $A1'$

$$\psi_1 = \arccos\left(\frac{A1'C1 \cdot r1'}{L_{A1'C1} |r1'|}\right),$$

$$\psi_1 = 2.266 \text{ рад.}$$

Находим обобщенные координаты

$$\theta_{11} = \psi_1 + \angle C1A1'B1', \quad \theta_{12} = \psi_1 - \angle C1A1'B1',$$

$$\theta_{11} = 2.94 \text{ рад}, \quad \theta_{32} = 1.591 \text{ рад.}$$

Для второй и третьей кинематических цепей порядок решения и результат аналогичен.

На основе решения задачи о положениях рассмотрим далее задачу о скоростях. Пусть для примера скорость точки C (рис. 4) имеет координаты, м/с

$$\mathbf{V}_c = \begin{pmatrix} V_{cx} \\ V_{cy} \\ V_{cz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0.01 \end{pmatrix}.$$

Приведем соотношения для третьей кинематической цепи. Вектор, соединяющий точки $A3'$ и $B3'$, выражается следующим образом:

$$\mathbf{A3'B3'} = \begin{pmatrix} \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) & \sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) & 0 \\ -\sin\left(\frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(\frac{2\pi}{3}\right) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta_{32}) & -\sin(\theta_{32}) \\ 0 & \sin(\theta_{32}) & \cos(\theta_{32}) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} 0 \\ -L_{AB} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.018 \\ -0.01 \\ -1 \end{pmatrix}.$$

Радиус-вектор точки $B3'$

$$\mathbf{B3}' = \mathbf{A3}' + \mathbf{A3}'\mathbf{B3}', \quad \mathbf{B3}' = \begin{pmatrix} -0.935 \\ 0.54 \\ -1 \end{pmatrix}.$$

Вектор, соединяющий точки $\mathbf{B3}'$ и $\mathbf{C33}$ (точка $B3'$ принадлежит входному звену и смещена относительно точки $B3$ на 1 м, точка $C33$ принадлежит выходному звену), выражается следующим образом:

$$\mathbf{B3}'\mathbf{C33} = \mathbf{C33} - \mathbf{B3}' = \begin{pmatrix} 0.848 \\ -0.49 \\ -0.2 \end{pmatrix}.$$

Проекция скорости \mathbf{Vc} на вектор $\mathbf{B3C}$

$$V_{\mathbf{B3}'\mathbf{C33}} = \mathbf{Vc} \cdot \mathbf{B3}'\mathbf{C33} = -2.002 \times 10^{-3}.$$

Учтем, что точка $B3'$ вращается вокруг вектора $\mathbf{e3}$

$$\mathbf{V}_{\mathbf{B3}'} = \mathbf{e3} \times \mathbf{A3}'\mathbf{B3}' = \begin{pmatrix} 866 \\ -0.5 \\ 0.02 \end{pmatrix}.$$

Проекция $\mathbf{V}_{\mathbf{B3}'}$ на вектор $\mathbf{B3C}$ при $\omega_3 = 1$ рад/с

$$V_{\omega\mathbf{B3}'\mathbf{C33}} = V_{\mathbf{B3}'} \cdot \mathbf{B3}'\mathbf{C33} = 0.975.$$

Реальная угловая скорость равна

$$\omega_3 = \frac{V_{\mathbf{B3}'\mathbf{C33}}}{V_{\omega\mathbf{B3}'\mathbf{C33}}} = -2.052 \times 10^{-3} \text{ рад/с}.$$

Аналогичные результаты имеем для других кинематических цепей.

Далее рассмотрим плюккеровы координаты ортов осей кинематических пар, силовых винтов, передаваемых с кинематических цепей на выходное звено, а также кинематического винта выходного звена. Главные (векторные) части ортов осей входных кинематических пар были рассмотрены ранее. Моментные части этих ортов представим в виде

$$\mathbf{ta1} = \begin{pmatrix} \mathbf{A1}' \\ |\mathbf{A1}'| \end{pmatrix} \times \mathbf{e1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{ta2} = \begin{pmatrix} \mathbf{A2}' \\ |\mathbf{A2}'| \end{pmatrix} \times \mathbf{e2} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{ta3} = \begin{pmatrix} \mathbf{A3}' \\ |\mathbf{A3}'| \end{pmatrix} \times \mathbf{e3} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Следовательно, плюккеровы координаты единичных векторов осей входных кинематических пар будут иметь значения

$$\mathbf{EA1} = \begin{pmatrix} e1_1 \\ e1_2 \\ e1_3 \\ ta1_1 \\ ta1_2 \\ ta1_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{EA2} = \begin{pmatrix} e2_1 \\ e2_2 \\ e2_3 \\ ta2_1 \\ ta2_2 \\ ta2_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.5 \\ 0.866 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{EA3} = \begin{pmatrix} e3_1 \\ e3_2 \\ e3_3 \\ ta3_1 \\ ta3_2 \\ ta3_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.5 \\ -0.866 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}.$$

Для определения плюккеровых координат силовых винтов, передаваемых на выходное звено со стороны кинематических цепей, будем иметь в виду единичный вектор (для первой кинематической цепи $\mathbf{q1}$) и момент этого вектора (для первой кинематической цепи $\mathbf{tc1}$) силового винта $\mathbf{EC1}$, расположенного вдоль оси промежуточно-го звена шарнирного параллелограмма

$$\mathbf{q1} = \frac{(\mathbf{B1}' - \mathbf{C11})}{|\mathbf{B1}' - \mathbf{C11}|} = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.98 \\ 0.2 \end{pmatrix}, \quad \mathbf{tc1} = \frac{\mathbf{C11}}{|\mathbf{C11}|} \times \mathbf{q1} = \begin{pmatrix} -0.993 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{EC1} = \begin{pmatrix} q1_1 \\ q1_2 \\ q1_3 \\ tc1_1 \\ tc1_2 \\ tc1_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -0.98 \\ 0.2 \\ -0.993 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Для остальных кинематических цепей выражения аналогичны.

Для каждой кинематической цепи имеет место силовой винт, препятствующий вращению выходного звена вокруг одной оси. Этот силовой винт $\mathbf{EB1}$ перпендикулярен плоскости соответствующего шарнирного параллелограмма. Для его определения используем соотношения

$$\mathbf{B1}'\mathbf{C11} = \frac{(\mathbf{B1}' - \mathbf{C11})}{|\mathbf{B1}' - \mathbf{C11}|}, \quad \mathbf{tb1} = \frac{\mathbf{B1}'\mathbf{C11} \times \mathbf{e1}}{\left(\frac{|\mathbf{B1}'\mathbf{C11} \times \mathbf{e1}|}{|\mathbf{B1}'\mathbf{C11}| \times |\mathbf{e1}|} \right)} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0.2 \\ 0.98 \end{pmatrix},$$

$$\mathbf{EB1} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ tb1_1 \\ tb1_2 \\ tb1_3 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0.2 \\ 0.98 \end{pmatrix},$$

где $\mathbf{B1}^T \mathbf{C11}$ – вектор, соединяющий центры промежуточной и конечной кинематических пар первой кинематической цепи; $\mathbf{tb1}$ – моментная часть рассматриваемого силового винта.

Итак, будем иметь матрицу пюккероных координат силовых винтов

$$\mathbf{E} = \begin{pmatrix} EC1_1 & EC1_2 & EC1_3 & EC1_4 & EC1_5 & EC1_6 \\ EB1_1 & EB1_2 & EB1_3 & EB1_4 & EB1_5 & EB1_6 \\ EC2_1 & EC2_2 & EC2_3 & EC2_4 & EC2_5 & EC2_6 \\ EB2_1 & EB2_2 & EB2_3 & EB2_4 & EB2_5 & EB2_6 \\ EC3_1 & EC3_2 & EC3_3 & EC3_4 & EC3_5 & EC3_6 \\ EB3_1 & EB3_2 & EB3_3 & EB3_4 & EB3_5 & EB3_6 \end{pmatrix},$$

для конкретного положения

$$\mathbf{E} = \begin{pmatrix} 0 & -0.98 & 0.2 & -0.993 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0.2 & 0.98 \\ 0.848 & 0.49 & 0.2 & 0.496 & -0.86 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -0.173 & -0.1 & 0.98 \\ -0.848 & 0.49 & 0.2 & 0.496 & 0.86 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0.173 & -0.1 & 0.98 \end{pmatrix},$$

определитель равен: $|\mathbf{E}| = -0.051$.

Кинематический винт выходного звена обозначим как

$$\mathbf{\Omega} = \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \\ \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix}.$$

Относительные моменты силовых винтов и кинематического винта выходного звена

$$\text{mom}(\mathbf{E}, \mathbf{\Omega}) = \begin{pmatrix} 0.2V_z - 0.98V_y - 0.993\omega_x \\ 0.2\omega_y + 0.98\omega_z \\ 0.2V_z + 0.848V_x - 0.86\omega_y + 0.49V_y + 0.496\omega_x \\ -0.173\omega_x - 0.1\omega_y + 0.98\omega_z \\ 0.2V_z - 0.848V_x + 0.86\omega_y + 0.49V_y + 0.496\omega_x \\ 0.173\omega_x - 0.1\omega_y + 0.98\omega_z \end{pmatrix}.$$

Второе, четвертое и шестое уравнения включают в себя только угловые скорости, это относительные моменты с силовыми винтами, препятствующими вращению выходного звена.

Найдем относительные моменты силовых винтов и кинематических винтов во входных парах, будем иметь (в данном случае относительные моменты формально обозначаем как скалярные произведения)

$$\begin{aligned} \mathbf{EC1}^T \cdot (\mathbf{EA1}' \cdot \omega_1) &= -0.793\omega_1, & \mathbf{EB1}^T \cdot (\mathbf{EA1}' \cdot \omega_1) &= 0, \\ \mathbf{EC2}^T \cdot (\mathbf{EA2}' \cdot \omega_2) &= -0.793\omega_2, & \mathbf{EB2}^T \cdot (\mathbf{EA2}' \cdot \omega_2) &= 0, \end{aligned}$$

$$\mathbf{EC3}^T \cdot (\mathbf{EA3}' \cdot \omega_3) = -0.793\omega_3, \quad \mathbf{EB3}^T \cdot (\mathbf{EA3}' \cdot \omega_3) = 0.$$

Выпишем данные уравнения в матричной форме

$$\begin{pmatrix} E_{2,4} & E_{2,5} & E_{2,6} \\ E_{4,4} & E_{4,5} & E_{4,6} \\ E_{6,4} & E_{6,5} & E_{6,6} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \mathbf{EB1}^T \cdot (\mathbf{EA1}' \cdot \omega_1) \\ \mathbf{EB2}^T \cdot (\mathbf{EA2}' \cdot \omega_2) \\ \mathbf{EB3}^T \cdot (\mathbf{EA3}' \cdot \omega_3) \end{pmatrix} = \\ = \begin{pmatrix} 0 & 0.200 & 0.980 \\ -0.173 & -0.860 & 0.980 \\ 0.173 & -0.100 & 0.980 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Исходя из этого уравнения, угловые скорости должны равняться нулю, либо должен равняться нулю определитель матрицы коэффициентов.

Зададим скорости в приводах и определим скорость выходного звена, решив систему уравнений

$$\omega_1 = 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad \omega_2 = 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}, \quad \omega_3 = 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\begin{pmatrix} E_{1,1} & E_{1,2} & E_{1,3} \\ E_{3,1} & E_{3,2} & E_{3,3} \\ E_{5,1} & E_{5,2} & E_{5,3} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \mathbf{EC1}^T \cdot (\mathbf{EA1}' \cdot \omega_1) \\ \mathbf{EC2}^T \cdot (\mathbf{EA2}' \cdot \omega_2) \\ \mathbf{EC3}^T \cdot (\mathbf{EA3}' \cdot \omega_3) \end{pmatrix}.$$

Согласно рассматриваемому примеру

$$\begin{pmatrix} 0 & -0.980 & 0.200 \\ 0.848 & 0.490 & 0.200 \\ -0.848 & 0.490 & 0.200 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -0.793 \\ -0.793 \\ -0.793 \end{pmatrix}.$$

Решив данную систему уравнений, получим

$$\mathbf{V} = \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -3.964 \end{pmatrix},$$

решение получено в размерности линейной скорости, м/с.

Далее рассмотрим вопрос точности (повторяемости) данного механизма в зависимости от близости к особым положениям, в которых определитель матрицы плюккерых координат силовых винтов равен нулю. В данном случае особые положения будут иметь место в том случае, когда все шарнирные параллелограммы расположатся в одной плоскости.

Чем ближе к особому положению, тем меньше должен быть по модулю определитель матрицы, составленный из плюккерых координат силовых винтов и тем больше должно быть отклонение положения выходного звена при одинаковых ошибках в приводах.

Зададим погрешность в приводах, равной $\Delta_1 = \Delta_2 = \Delta_3 = \Delta$ для конкретного положения выходного звена $z = -1.2$ м (в частности, пусть $\Delta = 0.00001$ рад). Будем иметь соотношения



Рис. 5. Установка для проведения эксперимента.

$$\begin{pmatrix} 0 & E_{0.1} & E_{0.2} \\ E_{2.0} & E_{2.1} & E_{2.2} \\ E_{4.0} & E_{4.1} & E_{4.2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \\ \Delta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.2\Delta_z - 0.98\Delta_y \\ 0.848\Delta_x + 0.49\Delta_y + 0.2\Delta_z \\ 0.49\Delta_y - 0.848\Delta_x + 0.2\Delta_z \end{pmatrix} =$$

$$= \begin{pmatrix} \mathbf{EC1}^T \cdot (\mathbf{EA1}' \cdot \Delta_1) \\ \mathbf{EC2}^T \cdot (\mathbf{EA2}' \cdot \Delta_2) \\ \mathbf{EC3}^T \cdot (\mathbf{EA3}' \cdot \Delta_3) \end{pmatrix},$$

где $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$ – ошибки положения выходного звена. Для конкретного случая получим

$$\Delta = \begin{pmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \\ \Delta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -3.96 \times 10^{-5} \end{pmatrix}.$$

При проведении аналогичной операции для положения $z = -1.1$ м

$$\begin{pmatrix} \Delta_x \\ \Delta_y \\ \Delta_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -8.998 \times 10^{-5} \end{pmatrix}.$$

То есть имеем соотношение полученных результатов

$$\frac{-8.998 \times 10^{-5}}{-3.96 \times 10^{-5}} = 2.272.$$

Это соотношение показывает, что при приближении к особому положению повторяемость ухудшается. Проверим это утверждение экспериментально. Для этого ис-

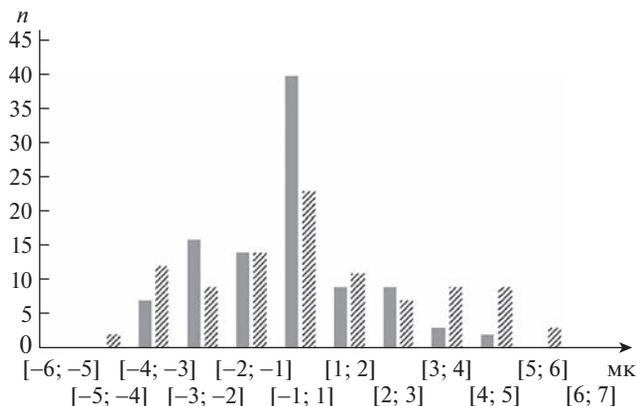


Рис. 6. Гистограммы проведения эксперимента по определению отклонений при позиционировании робота Delta.

пользовался серийный робот типа Delta и различное измерительное оборудование. Эксперимент предполагал подход к двум точкам, расположенным на разных расстояниях от особого положения. Было проведено два раза по сто испытаний, в простейшем случае использовался стрелочный индикатор, цена деления которого составляла 1 мк (рис. 5). Гистограммы (рис. 6), показывают, что в положении, более близком к особому (представлены косой штриховкой), повторяемость ухудшается.

Заключение. Таким образом, в настоящей статье решена задача определения плюнкеровых координат силовых винтов, передаваемых на выходное звено механизма типа Delta. Найдена взаимосвязь между повторяемостью позиционирования приводов и повторяемостью положений выходного звена указанного механизма. При этом приведено решение задачи о положениях и задачи о скоростях. Решение задачи о скоростях использовано для анализа повторяемости. Установлено, что при удалении от особых положений повторяемость улучшается.

Исследования проводились с использованием оборудования Центра коллективного пользования ИМАШ РАН – промышленного робота Fanuc M-1iA/0.5A, измерительной лазерной системы CHOTEST SJ6000, координатно-измерительной машины Hexagon Absolute Arm 8312, 6 осей.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ганиев Р.Ф. Проблемы механики машин и технологий. Перспективы развития Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 1. С. 3.
2. Ганиев Р.Ф. Проблемы механики машин и технологий. Перспективы развития Института машиноведения им. А.А. Благонравова РАН // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2010. № 3. С. 3.
3. Хейло С.В., Ларюшкин П.А. Определение рабочей зоны манипуляторов параллельной структуры // Справочник. Инженерный журнал. 2013. № 2. С. 27.

4. *Russo M., Ceccarelli M.* Dynamics of a Humanoid Robot with Parallel Architectures // *Advances in Mechanism and Machine Science. Proceedings of the 15th IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science*, 2019. P. 1799.
5. *Balchankowski J., Szrek J., Wudarczyk S.* Analysis of constraint equations of the parallel mechanisms with 3 DoF in singular configurations // *Advances in Mechanism and Machine Science. Proceedings of the 15th IFToMM World Congress on Mechanism and Machine Science*, 2019. P. 607.
6. *Harada T., Kunishige Y.* Singularity Free Mode Changes of a Redundantly Driven Two Limbs Six-Dof Parallel Robot // *ROMANSY 23 – Robot Design, Dynamics and Control*, 2021. P. 405.
7. Гебель Е., Гаврилина Л., Глазунов В., Ласточкин А., Романов А., Духов А. К анализу сингулярных зон механизмов параллельной структуры с линейными двигателями // *Станкоинструмент*. 2021. № 3. С. 92.
8. Воробьев Е.И. Осуществление заданного относительного движения двух твердых тел двуручным роботом // *Механика твердого тела*. 2018. № 2. С. 122.
9. Едакина Т.В., Ласточкин А.Б., Гаврилина Л.В., Касилов В.П., Рамжаев В.С. Структурный анализ и построение рабочей зоны изоморфного поступательно-направляющего механизма параллельной структуры // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2022. № 4. С. 6.
10. *Tucan P., Gherman D., Andras Iu., Vaida C., Pisla D.* Kinematic Modelling of a Parallel Robot Used in Single Incision Laparoscopic Surgery // *CISM Int. Centre for Mechanical Sciences*. 2022. V. 606. P. 115.
11. *Lu Ya., Aoustin Ya., Arakelian V.* Control Performance Improvement in Dynamically Decoupled Manipulators // *CISM Int. Centre for Mechanical Sciences*. 2022. V. 606. P. 199.
12. *Guagliumi L., Berti A., Monti E., Carricato M.* Design Optimization of a 6-DOF Cable-Driven Parallel Robot for Complex Pick-and-Place Tasks // *CISM Int. Centre for Mechanical Sciences*. 2022. V. 606. P. 283.
13. *Fomin A., Antonov A., Glazunov V.* Forward Kinematic Analysis of a Rotary Hexapod // *CISM Int. Centre for Mechanical Sciences*. 2021. V. 601. 2021. P. 486.
14. *Laryushkin P., Antonov A., Fomin A., Glazunov V.* Inverse and Forward Kinematics of a Reconfigurable Spherical Parallel Mechanism with a Circular Rail // *CISM Int. Centre for Mechanical Sciences*. 2022. V. 606. P. 246.
15. *Glazunov V.A., Orlov A.V., Skvortsov P.A.* Rational Design of a Micro-positioner with Elastic Hinges // *Mechanism and Machine Science (book series)*. 2022. V. 113 MMS. P. 22.
16. *Clavel R.* Delta, a Fast Robot with Parallel Geometry // *Proc. of the 18th Int. Symposium on Industrial Robots*, Sydney, Australia, 1988. P. 79.
17. *Clavel R.* Device for displacing and positioning an element in space // *Brevet N WO 87/03528. Classification Internationale de brevets: B25J 17/02*. 1987. P. 719.
18. *Clavel R.* Device for the Movement and Positioning of an Element in Space. US Patent No. 4,976,582, December 11, 1990.
19. *Brinker J., Corves B.* A Survey on Parallel Robots with Delta-like Architecture // *The 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan, October 25–30, 2015. P. 407.

МЕХАНИКА МАШИН

УДК 629.027

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ
СМЕННОГО ГУСЕНИЧНОГО МОДУЛЯ С ПОДАТЛИВОЙ НЕСУЩЕЙ РАМОЙ**© 2023 г. А. Э. Каплюхин^{1,*}, Ж. М. Бледнова¹¹*Кубанский государственный технологический университет, Краснодар, Россия***e-mail: kaplyuhin@gmail.com*

Поступила в редакцию 21.10.2022 г.

После доработки 23.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

В статье предложена математическая модель гусенично-модульного средства для машин тяжелого класса, в котором механическим демпфером подвески выступает топологически оптимизированная упругая рама устройства со сверхупругими упрочняющими элементами из композитного материала с термоупругими мартенситными превращениями. С помощью модели проводится оценка внутренних силовых факторов, возникающих в местах контакта опорных катков устройства и площадки опоры. Модель позволяет учитывать в процессе анализа влияние динамической нагрузки от инерции узлов и деталей механизма. Модель можно использовать для анализа влияния выхода из строя опорных катков гусеничной техники на перераспределение усилий между оставшимися исправными катками машины. По результатам симуляции нагружения устройства получены зависимости, позволяющие судить об уровне нагруженности опорных колес устройства в двух режимах работы, приведены рекомендации по дальнейшему уточнению модели.

Ключевые слова: математическая модель, дифференциальные уравнения движения, имитационное моделирование, сменный гусеничный модуль, резиноармированная гусеница, площадь контакта

DOI: 10.31857/S0235711923030070, **EDN:** PQHYNM

Технологии почвозащитного земледелия становятся все более актуальной темой аграрного сектора. Обоснованием актуальности этих методов является не только экологическая обстановка и все большее внимание к ней со стороны регулятора [1], но и технический аспект. Современные сельскохозяйственные машины обладают большими КПД и, как следствие, массами. Для того, чтобы передвижение машин по грунтам было возможно, сельхозпроизводители все чаще прибегают к использованию движителей на гусеничных лентах. Основной задачей таких движителей является увеличение площади контакта между гусеничной лентой и поверхностью грунта для более эффективной передачи крутящего момента, а также снижения динамических нагрузок на агрегаты машины [2]. Производители таких агрегатов успешно справились с такой задачей. Однако необходимо учитывать и тот факт, что режимы работы сельскохозяйственных машин разнятся. Поэтому, такой критерий как пятно контакта гусеничной ленты может быть решающим при разработке приводов машин, работающих в условиях поля и менее значимым при разработке приводов машин, работающих в условиях передвижения по дорогам общего пользования. В этом случае, увеличенное пятно контакта снижает динамические характеристики машины и является ограничителем скорости ее передвижения [3].

Для обеспечения разнорегимной работы двигателя используют различные методы. Например, производители колесных тракторов опционально оснащают свою технику механизмами автоматизированного регулирования давления в шинах. Эти механизмы позволяют увеличивать пятно контакта колеса при работе машины на слабых грунтах или с тяжелыми навесками и орудиями и уменьшать его, при передвижении средства по дорогам общего пользования. Вероятным логическим развитием гусенично-модульных устройств (ГМУ), которыми оборудуют современную технику, является осуществление возможности динамического регулирования пятна контакта между гусеничной лентой и опорной поверхностью в зависимости от режима работы средства. Попытки реализации этой концепции предпринимает немецкий производитель сельскохозяйственной техники CLAAS [4]. В кормоуборочном комбайне Claas Jaguar 960 Terra Trac компания реализовала механизм изменения положения переднего опорного катка для снижения пятна контакта гусеницы при маневрировании.

Такие системы реализуются посредством интеграции гидравлических демпферов подвески и гидравлического управления подвеской, что в большинстве случаев ведет к увеличению массы гусеничного двигателя и нивелирует увеличенное пятно контакта гусеницы, усложняя процесс управления двигателем. В целях исключения такого влияния, нами предлагается использовать в качестве демпфера топологически оптимизированную под проектные нагрузки раму устройства со сверхупругими упрочняющими элементами из композитного материала с термоупругими мартенситными превращениями (рис. 1). Отечественные и зарубежные исследования показывают эффективность использования функционально-организованных композитных материалов или функционально-ориентированных поверхностных композиций из материалов с термоупругими мартенситными превращениями в условиях многофакторных воздействий, в том числе с повышенными требованиями демпфирования и обратимости деформаций [5]. Для оценки влияния данного решения необходимо поэтапно синтезировать расчетную модель устройства. С этой целью разработана имитационная математическая модель с заделом на уточнение модели в части описания работы упругих структур рамы из специальных материалов. Математическая модель, синтезированная для определения особенностей и режимов работы предлагаемого устройства, должна решать следующие задачи: 1) выявить закономерности распределения динамической нагрузки на опоры гусенично-модульного устройства (ГМУ); 2) сформулировать требования и исходные данные для синтеза алгоритма определения оптимального расположения опор ГМУ относительно топологически оптимизированных структур; 3) сформулировать требования к системам подрессоривания с энергетической точки зрения.

Постановка задачи. В ранних выполненных исследованиях [6] большое внимание уделяется такой характеристике гусеничной машины, как техническая средняя скорость движения. В рамках настоящей статьи допускается проводить аналогию между машинами на гусеничном приводе и машинами на полугусеничном ходу, т.к. условия их эксплуатации и ограничения схожи. Средняя скорость движения в конкретных условиях дает возможность оценить потенциальные скоростные способности машины в заданных условиях, а следовательно, и ее техническое совершенство как транспортного средства. В связи с тем, что в период уборки зерновых, машины необходимо транспортировать между угодьями на достаточно высоких скоростях, то такая характеристика как техническая средняя скорость движения играет решающую роль для потребителя. Однако, при увеличении скорости передвижения машины на полугусеничном ходу, появляются такие же возмущающие внешние частоты колебаний траков, как и при эксплуатации машины на гусеничном ходу. Этот негативный эффект может повлиять на работоспособность сельскохозяйственной машины, так как ее узлы не рассчитаны на резонансные частоты двигателей.

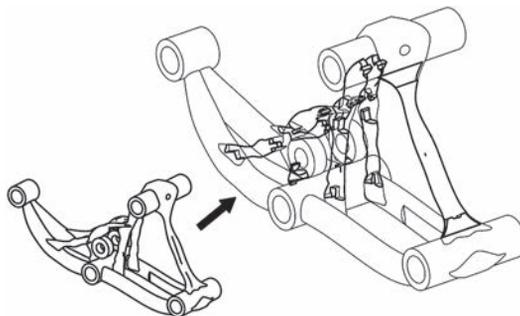


Рис. 1. Топологически оптимизированная рама со сверхупругими упрочняющими элементами.

Цель — разработать математическую модель гусенично-модульного устройства задней оси сельскохозяйственной машины для определения оптимальной схемы расположения опорных катков и демпфирующих элементов катков внутри гусеничного обвода устройства, а также провести анализ распределения усилий между опорными катками при выходе из контакта с землей задней пары катков.

Для определения оптимальной схемы расположения опорных катков воспользуемся рекомендациями, предложенными в [6], в которой авторы проводят анализ реакции системы трехосного шасси на возмущающие внешние частоты, а также влияния частот на среднюю техническую скорость и управляемость машины в резонансных частотах. Из работы [6] следует, что для колесных машин военного назначения, по критерию плавности хода, больше подходит к применению классическая схема расположения осей (две приводные в задней части машины и одна рулевая в передней). Однако, предложенная математическая модель релевантна только для машин со статическим расположением осей относительно центра масс при движении. В рамках же настоящей статьи предлагается опорные катки гусенично-модульного устройства или его оси, как в предыдущем примере, поочередно “вывешивать”, изменяя таким образом динамическую характеристику всего гусенично-модульного устройства, и косвенно влиять на динамическую характеристику машины в целом. В основе исследования также лежат методы и части математического описания процесса движения многоосной колесной машины, предложенные в работах [7, 8]. Чтобы определить оптимальное расположение опорных катков в гусенично-модульном устройстве, необходимо составить его схему, в момент, когда машина движется по полю и в контакте с землей находятся сразу все шесть опорных катков. В качестве исходного устройства будем использовать схему гусенично-модульного устройства с возможностью регулировки пятна контакта посредством упругого подрамника [9].

Исходные данные для моделирования. Основные допущения. Для возможности дальнейшего исследования модели гусенично-модульного устройства необходимо разработать его структурную схему, с возможностью дальнейшей интеграции в программный комплекс Simulink. Воспользуемся методиками, изложенными в [10], и сформулируем требования, позволяющие судить об эксплуатационных качествах модели: 1) модель должна описывать динамику ГМУ с точностью, необходимой для оценки нагруженности элементов устройства; 2) в модели должны быть ограничения на параметры профиля трасы в вертикальной плоскости, т.к. объект моделирования рассматривается вне зависимости от динамики реальной машины и имеет граничные условия рабочего хода; 3) движение ГМУ должно моделироваться без учета сцепления с грунтом, при этом симулируя инерционные свойства вращающихся объектов.

Структурно, схема представляется следующим образом. Гусенично-модульное устройство для расчетов состоит из абсолютно жесткой рамы, на которой с возможностью вращения закреплены пара приводных колес и две пары опорных катков. Третья пара опорных колес расположена в задней части устройства на рычаге, который, в свою очередь, шарнирно сочленен с задней частью абсолютно жесткой рамы. Все структурные компоненты модели выполнены из стали и сохраняют свое исходное геометрическое состояние в процессе анализа.

С целью оптимизации анализируемых параметров принимаются следующие допущения к модели: 1) моменты инерции тел учтены с условием материала и геометрии формы; 2) массы компонентов приведены к расчетным центрам масс; 3) площадь опоры определяется как абсолютно жесткая, профиль трассы соответствует отнулевому циклическому нагружению по синусоидальному закону с максимальной амплитудой, соответствующей рабочему ходу ГМУ; 4) силы сопротивления, другие внешние возмущения не учитываются.

Уравнение динамики гусенично-модульного устройства. Уравнения динамики ГМУ строятся исходя из допущения, что ГМУ перемещается в пространстве отдельно от корпуса машины как твердое тело. При этом, его движение и зависимость этого движения от профиля опорной трассы описывается дифференциальными уравнениями, сходящимися в точках соприкосновения опорных катков с трассой. Для того, чтобы линеаризовать задачу, накладывается также кинематические ограничения на фланец рамы гусеничного модуля, имитирующие его закрепление на рулевой оси машины. При этом система уравнений, описывающая движение ГМУ, содержит динамические уравнения движения на основе законов сохранения количества движения и момента количества движения и кинематические уравнения угловых и линейных скоростей с угловыми и пространственными координатами, полученные на основе уравнений связи между координатными системами устройства и отдельных его элементов.

Систем же координат в модели несколько. Основная неподвижная система координат (НСК) $O_2X_2Y_2Z_2$, с помощью которой задаем исходные условия передвижения модуля по трассе, частоту и амплитуду неровностей, а также ее частотную характеристику, показана на рис. 2.

Вторая система координат, полусвязанная (ПСК) $O_1X_1Y_1Z_1$, совпадает с центром масс гусеничного модуля и перемещается вместе с ним в пространстве, при этом одноименные оси ПСК коллинеарны направлениям осей НСК. Следующая система координат – глобальная подвижная система (ГПСК) $OXYZ$, относительно нее прикладывается внешняя нагрузка на ГМУ и оценивается динамика перемещения всего средства. Эта система координат ограничена перемещением вдоль плоскости OXY , чтобы на данном этапе моделирования исключить из расчетов податливость всей системы и линеаризовать задачу.

В модели обозначены точки касания опорных колес с поверхностью трассы в виде локальных полусвязанных систем координат (ЛПСК) $O_{3-8}X_{3-8}Y_{3-8}Z_{3-8}$, с помощью которых в дальнейшем будет проводиться оптимизация параметра нормальной нагрузки на колесо посредством процедуры машинного обучения модели методом стохастического градиентного спуска. Эти же точки являются исходными, при имитации податливости высокопрочной упругой рамы ГМУ в дальнейших расчетах. Перечисленные системы координат также отражены на (рис. 3).

Уравнения движения ГМУ. Силы в устройстве распределены следующим образом. Нагрузка, симулирующая вес машины величиной 50 кН, прикладывается к фланцу крепления к точке O , глобальной подвижной системы $OXYZ$, в отрицательном направлении оси X . Силы реакций опорных колес прикладываются к точкам контакта колес с опорной поверхностью в точках O_{3-8} , локальных полусвязанных систем координат $O_{3-8}X_{3-8}Y_{3-8}Z_{3-8}$, в положительных направлениях осей X_{3-8} .

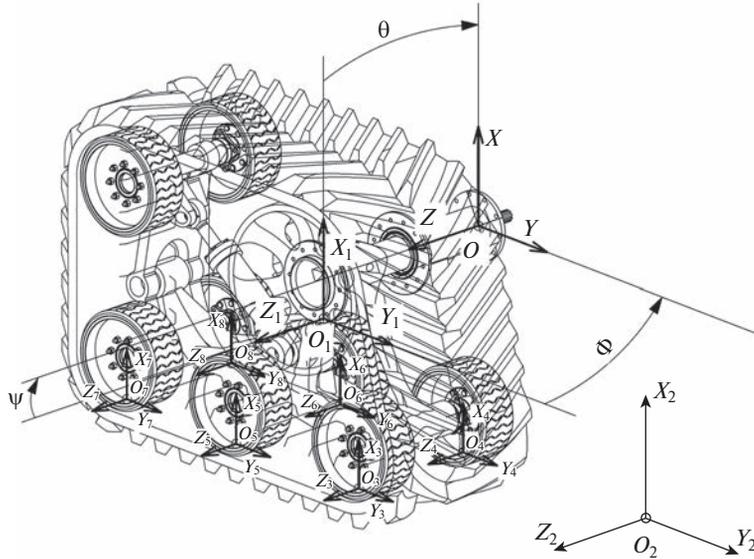


Рис. 2. Определение граничных условий систем уравнений математической модели.

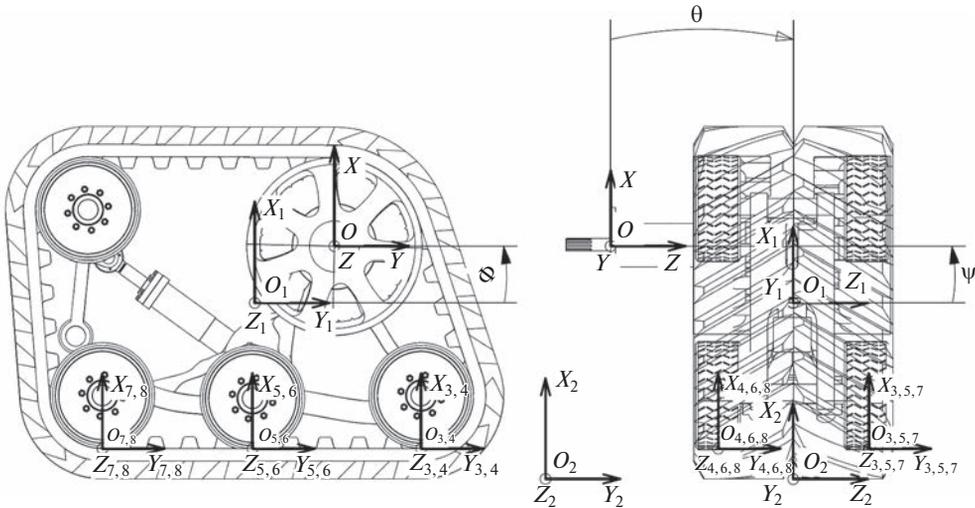


Рис. 3. Системы координат модели гусенично-модульного устройства.

При этом, опорные колеса гусеничного модуля выполняют поступательное неравномерное движение относительно центра масс устройства, а именно относительно полусвязанной системы координат (ПСК) $O_1X_1Y_1Z_1$, тогда как сама полусвязанная система координат $O_1X_1Y_1Z_1$ будет совершать сложное движение относительно неподвижной системы координат (НСК) $O_2X_2Y_2Z_2$. Таким образом, строим систему дифференциальных уравнений движения полусвязанной системы координат $O_1X_1Y_1Z_1$, ис-

пользуя теорему об изменении количества движения, в проекции на оси глобальной подвижной системы (ГПСК) $OXYZ$

$$\begin{cases} m\dot{V}_{cX} + m(\omega_Y V_{cZ} - \omega_Z V_{cY}) = \sum_k F_k^X, \\ m\dot{V}_{cY} + m(\omega_Z V_{cX} - \omega_X V_{cZ}) = \sum_k F_k^Y, \\ m\dot{V}_{cZ} + m(\omega_X V_{cY} - \omega_Y V_{cX}) = \sum_k F_k^Z, \end{cases}$$

где m – масса гусеничного модуля; F_k^X , F_k^Y , F_k^Z – силы, действующие на раму устройства.

Уравнение связи вращательного движения. Чтобы полученные результаты расчета скорости и положения локальной системы координат центра масс устройства были транспарентными на полусвязную систему координат, необходимо ввести понятие угловых координат и матрицы перехода из локальной системы в полусвязную. Эта связь в механике классически определяется с помощью углов Эйлера–Крылова или уравнениями связи вращательного движения [7, 11]

$$\begin{cases} \omega_{x_i} = \dot{\psi}_i \cos \varphi - \dot{\theta} \cos \psi_i \sin \varphi, \\ \omega_y = \dot{\varphi} + \dot{\theta} \sin \psi_i, \\ \omega_z = \dot{\theta} \cos \varphi \cos \psi_i + \dot{\psi}_i \sin \varphi. \end{cases}$$

В расчетах принято использовать значения скорости изменения углов φ , ψ_i , θ , которые определяются из уравнений

$$\begin{cases} \dot{\psi}_i = \omega_{x_i} \cos \varphi + \omega_z \sin \varphi, \\ \dot{\theta} = \frac{\omega_z \cos \varphi - \omega_x \sin \varphi}{\cos \psi_i}, \\ \varphi = \omega_y - \tan \psi_i (\omega_z \cos \varphi - \omega_{x_i} \sin \varphi). \end{cases}$$

Преобразуем уравнения в матрицу перехода из локальной полусвязной системы координат в несвязную систему

$$B_i = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \varphi - \sin \psi_i \sin \phi \sin \theta & -\cos \psi_i \sin \theta & \sin \phi \cos \theta + \cos \phi \sin \psi_i \sin \theta \\ \sin \theta \cos \varphi + \cos \theta \sin \phi \sin \psi_i & \cos \psi_i \cos \theta & \sin \phi \sin \theta - \sin \psi_i \cos \theta \cos \varphi \\ -\cos \psi_i \sin \varphi & \sin \psi_i & \cos \phi \cos \psi_i \end{bmatrix}.$$

Следующим шагом определим уравнение движения колес гусеничного модуля относительно рамы. В процессе движения гусеничного модуля его колеса совершают возвратно-поступательное движение относительно оси крепления модуля и можно было бы ограничиться уравнением движения колеса относительно вертикальной составляющей ПСК O_1X_1 . Необходимо учесть, что в реакции также участвуют упругие сегменты топологически оптимизированной рамы, обозначенные на схеме упруго диссипативными силами P_{v_i} , учитывается также сила натяжения резиноармированной гусеницы R_i , вес самих катков $m_{k_i}g$ и их инерциальные характеристики M_{j_i} (рис. 4). Кроме того, указанные реакции со стороны сегментов рамы, вследствие сложного пространственного расположения самих сегментов, проецируются на оси ПСК $O_1X_1Y_1Z_1$. Для корректного расчета реакций в упругих сегментах воспользуемся теоремой направляющих косинусов

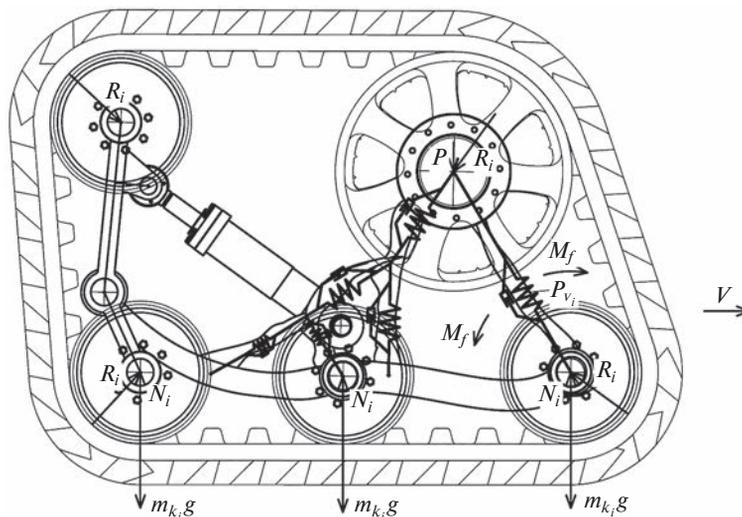


Рис. 4. Схема сил, действующих на i -е колесо.

$$\begin{cases} P_{Vi}X_1 = P_{Vi}B_i \cos \alpha_{P_{Vi}}, \\ P_{Vi}Y_1 = P_{Vi}B_i \cos \beta_{P_{Vi}}, \\ P_{Vi}Z_1 = P_{Vi}B_i \cos \gamma_{P_{Vi}}, \end{cases}$$

где $\cos \alpha_{P_{Vi}}$, $\cos \beta_{P_{Vi}}$ и $\cos \gamma_{P_{Vi}}$ — направляющие косинусы силы P_{Vi} .

Аналогично определяются силы реакции упругого сегмента рамы P_{h_i} . Заранее прием ограничение о том, что опорное колесо также как и резиноармированная гусеница считается недеформируемым, что позволит пренебречь упругой и диссипативной реакцией резинового корда колеса и гусеницы. Это позволит упростить вычисления реакции площади опоры колеса на гусеницы и пятна контакта гусеницы на грунте.

Кроме того, в уравнении (1) не участвуют силы трения в паре опорное колесо—резиноармированная гусеница и резиноармированная гусеница—грунт

$$\begin{cases} m\dot{V}_{k_iX} + m(\omega_Y V_{k_iZ} - \omega_Z V_{k_iY}) = \sum_k F_{k_i}^X, \\ m\dot{V}_{k_iY} + m(\omega_Z V_{k_iX} - \omega_X V_{k_iZ}) = \sum_k F_{k_i}^Y, \\ m\dot{V}_{k_iZ} + m(\omega_X V_{k_iY} - \omega_Y V_{k_iX}) = \sum_k F_{k_i}^Z, \end{cases} \quad (1)$$

где m — масса i -го колеса гусеничного модуля; $F_{k_i}^X$, $F_{k_i}^Y$, $F_{k_i}^Z$ — силы, действующие на i -е колесо устройства.

Уравнение динамики вращательного движения ПСК относительно НСК. Уравнения динамики вращательного движения корпуса вокруг центра масс устройства можно получить на основе теоремы об изменении главного момента количества движения. В векторной форме для общего случая в соответствии с формулой Бура

$$\frac{d\tilde{K}_0}{dt} + \omega \times K_0 = L_0^{(e)},$$

где $K_0 = J\bar{\omega}$ – главный момент количества движения; $\frac{dK_0}{dt}$ – локальная производная по времени от главного момента количества движения твердого тела относительно центра С [6],

$$\begin{aligned} \frac{dK_0}{dt} = \frac{dK_X}{dt} I + \frac{dK_Y}{dt} J + \frac{dK_Z}{dt} K = I \left(J_X \frac{d\omega_X}{dt} - J_{XY} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{XZ} \frac{d\omega_Z}{dt} \right) + \\ + J \left(-J_{YX} \frac{d\omega_X}{dt} + J_Y \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Z}{dt} \right) + K \left(-J_{ZX} \frac{d\omega_X}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Y}{dt} + J_Z \frac{d\omega_Z}{dt} \right); \end{aligned} \quad (2)$$

$L_0^{(e)} = \sum_{k=1}^N r_k \times F_k^{(e)}$ – главный момент внешних сил, приложенных к твердому телу, относительно того же центра.

В данном случае главный момент можно найти с помощью третьего закона Ньютона. В проекциях на оси подвижной системы координат уравнения динамики вращательного движения корпуса вокруг ЦМ можно записать в виде системы

$$\begin{cases} \frac{dK_X}{dt} + (\omega \times K_0)_X = L_X^{(e)}, \\ \frac{dK_Y}{dt} + (\omega \times K_0)_Y = L_Y^{(e)}, \\ \frac{dK_Z}{dt} + (\omega \times K_0)_Z = L_Z^{(e)}. \end{cases}$$

Раскрывая проекции векторного произведения $(\omega \times K_0)$ и подставляя компоненты из (2), рассматриваемую систему динамических уравнений можно представить в виде

$$\begin{cases} J_X \frac{d\omega_X}{dt} - J_{XY} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{XZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{YZ} (\omega_Z^2 - \omega_Y^2) + \omega_Z \omega_Y (J_Z - J_Y) - \\ - \omega_Z \omega_Y J_{XZ} - \omega_Z \omega_X J_{XY} = L_X^{(e)}, \\ -J_{YX} \frac{d\omega_X}{dt} + J_Y \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{ZX} (\omega_X^2 - \omega_Z^2) + \omega_X \omega_Z (J_X - J_Z) - \\ - \omega_X \omega_Y J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XY} = L_Y^{(e)}, \\ -J_{ZX} \frac{d\omega_X}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_Z \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{XY} (\omega_Y^2 - \omega_X^2) + \omega_X \omega_Y (J_Y - J_X) - \\ - \omega_X \omega_Z J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XY} = L_Z^{(e)}. \end{cases} \quad (3)$$

В частном случае совпадения выбранных осей с осями эллипсоида инерции корпуса система уравнений (3) принимает вид динамических уравнений Эйлера и в проекции на подвижные оси системы имеет вид

$$\begin{cases} A\dot{\omega}_X + (C - B) \omega_Y \omega_Z = L_X, \\ B\dot{\omega}_Y + (A - C) \omega_Z \omega_X = L_Y, \\ C\dot{\omega}_Z + (B - A) \omega_X \omega_Y = L_Z, \end{cases}$$

где A, B, C – соответствующие осевые моменты инерции тела относительно трех ортогональных главных осей инерции.

$$\left\{ \begin{array}{l}
 m\dot{V}_{cX} + m(\omega_Y V_{cZ} - \omega_Z V_{cY}) = \sum_k F_k^X, \\
 m\dot{V}_{cY} + m(\omega_Z V_{cX} - \omega_X V_{cZ}) = \sum_k F_k^Y, \\
 m\dot{V}_{cZ} + m(\omega_X V_{cY} - \omega_Y V_{cX}) = \sum_k F_k^Z, \\
 \dots\dots\dots \\
 P_{v_i X_i} = P_{v_i} B_i \cos \alpha_{P_{v_i}}, \\
 P_{v_i Y_i} = P_{v_i} B_i \cos \beta_{P_{v_i}}, \\
 P_{v_i Z_i} = P_{v_i} B_i \cos \gamma_{P_{v_i}}, \\
 \dots\dots\dots \\
 J_X \frac{d\omega_X}{dt} - J_{XY} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{XZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{YZ} (\omega_Z^2 - \omega_Y^2) + \omega_Z \omega_Y (J_Z - J_Y) - \\
 - \omega_Z \omega_Y J_{XZ} - \omega_Z \omega_X J_{XY} = L_X^{(e)}, \\
 -J_{YX} \frac{d\omega_X}{dt} + J_Y \frac{d\omega_Y}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{ZX} (\omega_X^2 - \omega_Z^2) + \omega_X \omega_Z (J_X - J_Z) - \\
 - \omega_X \omega_Y J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XY} = L_Y^{(e)}, \\
 -J_{ZX} \frac{d\omega_X}{dt} - J_{YZ} \frac{d\omega_Y}{dt} - J_Z \frac{d\omega_Z}{dt} + J_{XY} (\omega_Y^2 - \omega_X^2) + \omega_X \omega_Y (J_Y - J_X) - \\
 - \omega_X \omega_Z J_{YZ} - \omega_Z \omega_Y J_{XY} = L_Z^{(e)}. \\
 \dots\dots\dots \\
 \psi_i = \omega_{X_i} \cos \varphi + \omega_Z \sin \varphi, \\
 \dot{\theta} = \frac{\omega_Z \cos \varphi - \omega_{X_i} \sin \varphi}{\cos \psi_i}, \\
 \varphi = \omega_Y - \tan \psi_i (\omega_Z \cos \varphi - \omega_{X_i} \sin \varphi).
 \end{array} \right.$$

Имитационное моделирование. После синтеза математической модели переходим к имитационному моделированию в программном комплексе MATLAB/SIMULINK и анализу нагружения гусенично-модульного устройства исходной нагрузкой. Для этого воспользуемся рекомендациями, приведенными в [12]. Положение заднего рычага управления положением третьей пары опорных колес изменяется по синусоиде в диапазоне работы гидроцилиндра. Симуляция проводилась в течение семи секунд, половину времени устройство перемещалось на всех шести катках, а вторую половину на четырех передних. До второй секунды испытаний, результаты демонстрируют установившийся режим и эти данные для понимания механики модели индифферентны, они включают в себя ошибки начального положения рамы в пространстве и ими можно пренебречь. Пиковые значения усилий в точках контакта, равные значениям много выше исходной нагрузки, в рамках данного исследования будем игнорировать как ошибки решателя. Основной диапазон результатов расположен до отметки 160 кН, который будем считать репрезентативной частью.

Чтобы анализировать изменение динамического нагружения на опоры введем понятие фазы нагружения, характеризующей время прохода единицы условного препятствия под всеми катками устройства, с учетом их равномерного движения. Для недеформируемой рамы рассмотрим участок времени 2.1–3.1 с (рис. 5). Здесь наблюдаем, как наибольшее значение контактного усилия (133 кН) возникает в первых (по направлению движения) катках устройства. При переходе условного препятствия ко второй паре колес контактные усилия снижаются до 90 кН, а при переходе к третьей

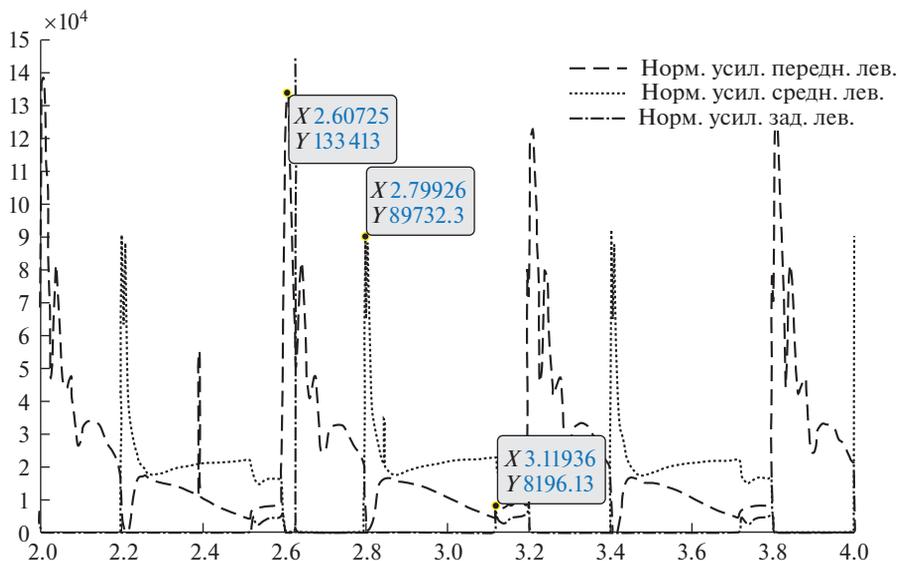


Рис. 5. Значения контактных усилий за одну фазу цикла нагружения.

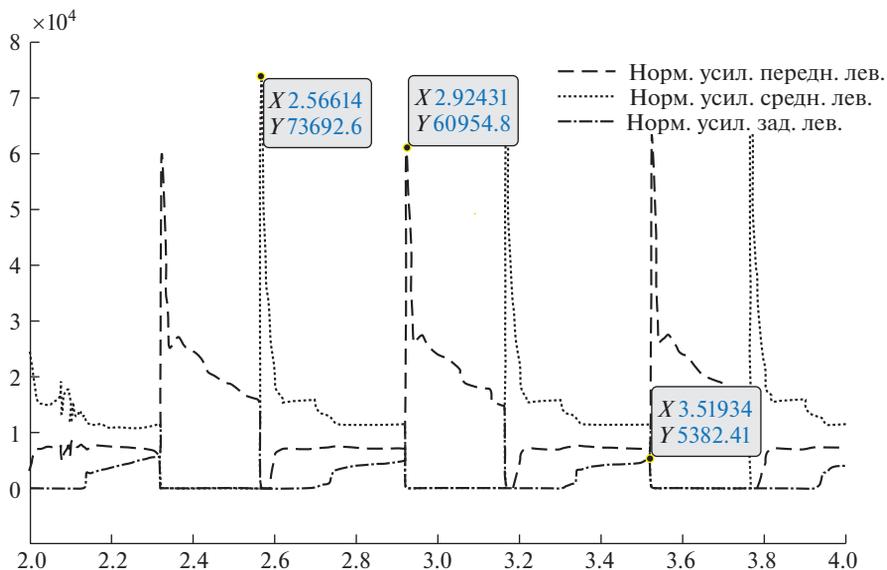


Рис. 6. Значения контактных усилий за одну фазу цикла нагружения.

паре колес до 8.2 кН. Это свидетельствует о том, что при гармоническом движении устройства по условным недеформируемым препятствиям наиболее нагруженными опорами являются передние по ходу движения, а недеформируемость рамы ухудшает баланс нагруженности между левыми и правыми опорными катками. Предлагаемая демпфирующая система устройства (топологически оптимизированная рама) с оптимальным расположением опорных катков должна нивелировать этот эффект.

Для сравнения приведем аналогичные диаграммы для деформируемой рамы устройства, представляющей собой топологически оптимизированную раму со сверхупругими упрочняющими элементами из композитного материала с термоупругими мартенситными превращениями (рис. 6). Для деформируемой рамы наибольшее значение контактного усилия 61 кН возникает в первых (по направлению движения) катках устройства (рис. 6), затем при переходе препятствия ко второй паре колес значения увеличиваются и становятся равные 74 кН, еще ниже значения для третьей пары колес 5.4 кН.

Выводы. В результате проведенных исследований: **1)** синтезирована математическая модель предложенного гусенично-модульного устройства с реализованной концепцией изменения площади пятна контакта между почвой и гусеничной лентой. По предварительной оценке, предложенная конструкция позволит изменять площадь пятна контакта в диапазоне 10–15%. Эти данные могут быть использованы при проектировании аналогичных устройств, а также для расчета момента сопротивления повороту гусенично-модульных устройств и уточнения методики расчета; **2)** определены характер и величины силовых факторов, возникающих в упругих сегментах, при возникновении динамической нагрузки на устройство; **3)** на основании полученных амплитудно-частотных характеристик усилий на каждом колесе устройства выявлены зависимости для требуемых жесткостных характеристик упругих сегментов, благодаря которым становится возможным решение задачи подбора формы и площади сечений упругих элементов на основе учета выполняемой ими работы.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена при поддержке Российского научного фонда (проект № 19-19-00331).

БЛАГОДАРНОСТИ

Авторы выражают искреннюю благодарность члену-корреспонденту РАН, доктору технических наук, профессору Николаю Андреевичу Махутову за участие в постановке задачи и обсуждении результатов исследований.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федеральная научно-техническая программа развития сельского хозяйства на 2017–2030 гг. Постановление Правительства Российской Федерации от 18 марта 2021 года № 415.
2. Камбулов С.И., Рыков В.Б., Божко И.В., Колесник В.В. Ходовые системы машинно-тракторных агрегатов и их влияние на качество выполняемых операций // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 15.
3. Смирнов И.А., Сарач Е.Б., Котиев Г.О. Метод определения средней скорости прямолинейного движения гусеничной машины на этапе проектирования // Машиностроение и компьютерные технологии. 2010. № 4. С. 3.
4. Обермайер-Хартманн Р., Раков С. РФ Патент 2765588 С2. Гусеничная ходовая часть для сельскохозяйственной рабочей машины, 2022.
5. Blednova Zh.M., Makhutov N.A., Rusinov P.O., Dmitrenko D.V., Balaev E.Yu. Analysis of the Efficiency of Functionally Oriented Composite Coatings Made of Materials with Thermoelastic Martensitic Transformations // Russ. Metall. 2021. P. 1224.
<https://doi.org/10.1134/S0036029521100050>

6. *Сарач Е.Б., Морозов А.В., Смирнов И.А.* Влияние расстановки колес по базе на плавность хода трехосной машины // Труды НАМИ. 2015. № 262. С. 77.
7. *Жилейкин М., Котиев Г., Сарач Е.* Математические модели систем транспортных средств. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 100 с.
8. *Ramachandran P.* Modelling and Dynamic Simulation of Tracked Forwarder in Adams ATV Module (Dissertation), 2015. Retrieved from <http://urn.kb.se/resolve?urn=urn:nbn:se:kth:diva-182803>
9. *Каплюхин А.Э., Бледнова Ж.М.* РФ Патент 2773146 С1. Гусенично-модульное устройство с регулировкой площади контакта гусеницы, 2022.
10. *Жилейкин М.* Моделирование систем транспортных средств. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2017. 100 с.
11. *Димитриенко Ю.И.* Основы механики твердого тела. Т. 4: Механика сплошной среды. Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. 624 с.
12. *Лазарев Ю. и др.* Моделирование процессов и систем в МАТЛАВ. Учеб. курс. СПб.: Питер, 2005. 511 с.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 666.11.01:539,4

**ТЕМПЕРАТУРНЫЕ ОСТАТОЧНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ
ПРИ ЛАЗЕРНОЙ ИММЕРСИОННОЙ РЕЗКЕ МЕТАЛЛОВ**

© 2023 г. А. Ю. Албагачиев

*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова, Москва, Россия**e-mail: albagachiev@yandex.ru*

Поступила в редакцию 30.10.2022 г.

После доработки 31.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Показаны преимущества использования лазерного сверления и резки при получении отверстий в металлах. Приведены расчетные данные температуры и температурных остаточных напряжений при лазерной и лазерной иммерсионной резке.

Ключевые слова: лазерная резка, вода, нержавеющая сталь, нагрев, температура, напряжения

DOI: 10.31857/S0235711923030033, **EDN:** PPYDHC

Четвертая промышленная революция связана с цифровизацией производства, полной автоматизацией его подготовки и выполнения технологических операций обработки деталей машин. “Узким” местом в обработке деталей является мелкоразмерное сверление отверстий диаметром 0.1–5 мм жаропрочных, высокопрочных, легированных и вязких сталей и сплавов. Существует большой набор (весьма затратных) технологических методов обработки отверстий начиная от лазерной и эрозионной обработки до алмазного, твердосплавного и ультразвукового сверления. Наиболее распространенным способом получения мелкоразмерных отверстий является традиционное сверление серийными спиральными сверлами, который имеет следующие недостатки – низкую производительность, низкий уровень автоматизации и механизации и достаточно значимый уровень брака. Главным недостатком операции сверления является использование режимов обработки рекомендованных существующими номограммами, таблицами, справочниками, данными различных фирм, в том числе и зарубежных (sandvik, iskar, walter и т.д.), которые обеспечивают низкую стойкость и частые поломки малопрочного инструмента при обработке труднообрабатываемых материалов. Так, например, известно, что период стойкости до затупления у сверел, изготовленных из инструментальной стали Р6М5 ($d \leq 5$ мм) при сверлении нержавеющей стали, составляет шесть минут.

На данный момент лазерное сверление и резка отверстий является наиболее перспективным методом получения всевозможных отверстий различного размера и геометрии практически на любой твердой поверхности, включая такие тугоплавкие материалы как вольфрам, рений, тантал, молибден и др. [1] (рис. 1).

В.С. Кондратенко и его школой разработан иммерсионный метод лазерной резки металлов [1, 2] с использованием ионизированной воды, при котором минимизированы энергозатраты за счет рационального использования мощности лазерного излучения при обеспечении высокого качества поверхности (остаточных напряжений) лазерного реза и прилегающих к нему поверхностей материала. В качестве источника



Рис. 1. Лазерная резка металлов.

излучения был использован пикосекундный Nd: YAG лазер Coherent Hyper Rapid 50W с длиной волны 1064 нм с пучком лазерного излучения диаметром порядка 28 мкм.

Использование наноионизированной воды в качестве иммерсионной жидкости [1] позволило избежать большие деформации материала, а процесс резки проходил без искр и горения металла, выбросов продуктов абляции и пара в окружающую среду. Результаты сверления отверстий в образцах из нержавеющей стали толщиной 0.05 мм следующие: используемая мощность излучения после объектива составила 35 Вт; частота 200 кГц; скорость сканирующего устройства 3000 мм/с; скорость перемещения по вертикальной оси Z – 50 мкм/с. Время, затраченное на вырезание одного отверстия, составило одну секунду.

В любой работе по лазерной обработке материалов перечисляются преимущества такой технологии. В их числе всегда говорится об отсутствии деформаций изделия после лазерного воздействия. Причиной этого называют локальность воздействия, очень малые времена термического цикла, малую глубину зоны термического влияния и т.п. При лазерном воздействии – в первую очередь термическом (речь идет о традиционных лазерных термических технологиях – закалке, легировании, наплавке, сварке, резке, маркировке и т.п.), в материалах (и, конечно, в металлах, о которых далее и пойдет речь) при высоких температурах происходят фазовые превращения, меняется их структура, изменяется кристаллическая решетка и внутренний объем кристаллической ячейки, возникают внутренние температурные напряжения и напряжения за счет структурно-фазовых превращений. Система становится неоднородной. В объекте лазерного воздействия (в обрабатываемой лазером детали) формируются участки с характеристиками, отличающимися от основного объема материала. Если их концентрации становится значительной и эти напряжения преодолевают некий порог прочности металла, то система (деталь, образец) становится неустойчивой и в результате деформируется. Тезис о бездеформационности лазерной обработки следует понимать так, что эти деформации могут быть гораздо меньше, чем при традиционных методах термической обработки металлов (может быть, даже на порядки). Но они есть, и задача технологов – понять их причины и свести их к минимуму, благо, что лазерный луч дает такие возможности. Настоящее исследование было проведено с целью выявления влияния режимов лазерной резки листовых металлических материалов на их устойчивость к возникновению остаточных напряжений. Трещины появляются под воздействием растягивающих остаточных напряжений возникающих в

Таблица 1. Физико-механические свойства стали 12Х18Н10Т

Материал	Плотность, кг/м ³	Теплоемкость, Дж/кг °С	Температуро-проводность <i>a</i> , 10 ⁶ м ² /с	Прочность, МПа
сталь 12Х18Н10Т	7920	518	5	550

нержавеющей стали в результате быстрого охлаждения после импульсного нагрева. Рассмотрим распределение температуры нагрева при лазерной резке отверстия в стали 12Х18Н10Т (табл. 1) без хладагента и с его использованием.

Расчет распределения температуры от поверхности отверстия в радиальном направлении выполняли по формуле (1). Результаты расчета приведены на рис. 2

$$\Theta_c = \Theta e^{-\frac{z^2}{4at}}, \tag{1}$$

где Θ – температура на контакте лазерный луч–металл; a – температуропроводность; t – время контакта луча с металлом.

Касательные напряжения, возникающие вокруг зоны облучения стали, растягивают материал и если остаточные напряжения $\sigma > \sigma_p$ (где σ_p – предел прочности металла, 550 МПа для стали 12Х18Н10Т), то вероятность возникновения трещины высокая.

Расчеты остаточных температурных напряжений (рис. 3) выполняли по формуле (2)

$$\sigma = \alpha E \theta \exp\left(-\frac{z^2}{4at}\right), \tag{2}$$

где α – коэффициент линейного расширения; E – модуль упругости.

Как видно из рис. 2 максимальные контактные температуры между лазерным лучом и металлом в радиальном направлении при лазерной резке составляют 220 и 300°С температуры соответственно с имерсионной жидкостью и без нее. С увеличением расстояния перпендикулярно лучу в металл температуры снижаются, и снижается их разность и на расстоянии 300 мкм от контактной поверхности ее значения совпадают.

После лазерной резки без хладагента (рис. 3, кривая 1) растягивающие остаточные напряжения на поверхности достигают 920 МПа, критическое расстояние от поверх-

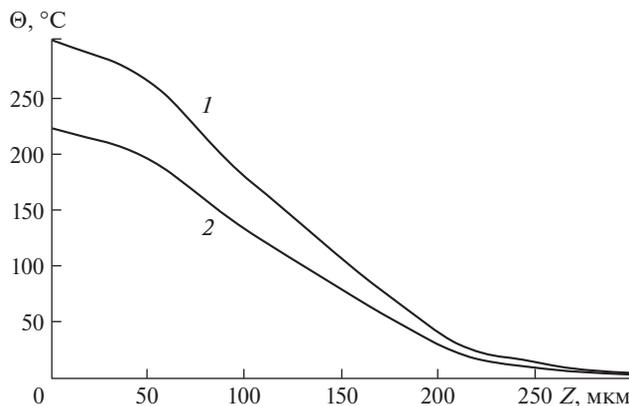


Рис. 2. Распределение температуры при лазерной резке: 1 – без хладагента; 2 – с иммерсионной жидкостью.

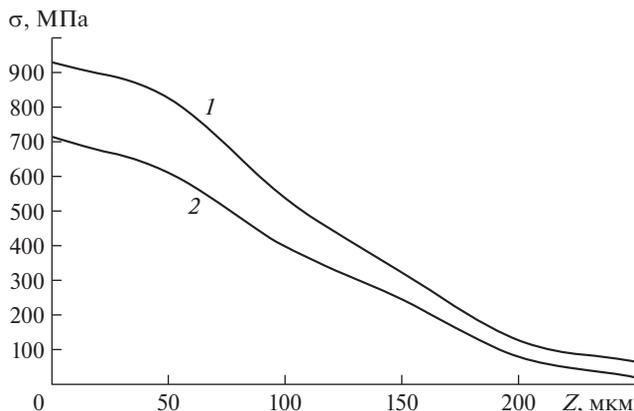


Рис. 3. Распределение остаточных напряжений после лазерной резки: 1 – без хладагента; 2 – с иммерсионной жидкостью.

ности отверстия в радиальном направлении, где могут развиваться трещины, составляет 120 мкм. При лазерной резке с использованием хладагента (рис. 3, кривая 2) поверхностные остаточные напряжения составляют 720 МПа, а критическая область трещинообразования снижается примерно вдвое – до 60 мкм. На расстоянии 300 мкм от поверхности отверстия они снижаются до 0 и дальше переходят в сжимающие остаточные напряжения.

Выводы. Сравнительный анализ лазерной обработки стали 12Х18Н10Т показал, что с помощью иммерсионной охлаждающей жидкости можно на 17% снизить температуру, на 30% поверхностные остаточные растягивающие напряжения и в 1.5 раза уменьшить расстояние вокруг отверстия, где они могут появиться.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Автор выражает искреннюю благодарность сотрудникам Физико-технологического института РТУ МИРЭА профессору, д.т.н. В.С. Кондратенко и доценту, к.т.н. В.В. Кадомнину за участие в постановке задачи и обсуждении результатов исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Kondratenko V.S., Naumov A.S., Velikovskiy I.E.* Taiwan Patent 107129739, 2018.
2. *Кондратенко В.С., Лу Х.-Т., Наумов А.С., Великовский И.Э.* Лазерная резка кремниевых подложек изготовленных методом Таико // Прикладная физика. 2020. № 1. С. 71.
3. *Лу Х.-Т., Кондратенко В.С., Наумов А.С., Великовский И.Э., Зобов А.К.* Новая технология лазерной резки кремниевых подложек “ТАИКО” // Сборник докладов конференции “Оптические технологии, материалы и системы (Оптотех-2019)”; ФТИ Российского технологического университета / Под редакцией В.С. Кондратенко. М.: РТУ-МИРЭА, 2019. С. 16.
4. *Murakami R., Nakagawa H., Matsuo S.* Water-Assisted Laser Drilling for Miniature Internal Thread in Glass and Evaluation of Its Strength // J. of Laser Micro Nanoengineering. 2017. V. 12. № 3. P. 203.
5. *Arai Y., Sako T., Takebayashi Y.* Supercritical fluids: molecular interactions, physical properties and new applications. Berlin: Springer, 2002.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.833

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ АДАПТИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ
ПРИ РАБОТЕ В УСЛОВИЯХ ПЕРЕКОСА**

© 2023 г. Ф. Г. Нахатакян^{1,*}, А. К. Пузакина¹, Д. Ф. Нахатакян¹,
Д. С. Блинов², Я. П. Зенкина²

¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*

²*Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия*

*e-mail: flnahat7@mail.ru

Поступила в редакцию 17.01.2023 г.

После доработки 08.02.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

В статье исследуется так называемая зубчатая передача с адаптированными свойствами. Такие передачи используются для повышения нагрузочной способности зубчатых зацеплений путем уменьшения максимальных контактных напряжений с помощью увеличения контактной податливости зубьев, работающих в условиях перекоса. Предложен подход, и на его основе задача решена аналитически, получены формулы для определения максимальных контактных напряжений зубьев зубчатых колес с кольцевыми канавками. Сделана оценка снижения контактных напряжений у зубьев, с адаптированными свойствами при перекосе, по сравнению с обычными зубьями.

Ключевые слова: зубчатая передача, адаптивные свойства, угол перекоса, контактные напряжения, кольцевые канавки, податливость зубчатого зацепления

DOI: 10.31857/S0235711923030124, **EDN:** PQMFZK

В зубчатых передачах, в результате погрешностей изготовления и монтажа, а также упругих деформаций элементов механизмов, нарушается симметрия нагружения, из-за чего зубья зубчатых колес взаимодействуют в условиях перекоса осей, т.е. по сути, имеет место кромочный контакт зубьев [1–6]. Известно [1], что при углах перекоса зубьев относительно друг друга $\gamma = (0.1–1.0) \times 10^{-3}$ рад, обусловленных перекосом зубчатых колес, нагрузочная способность передач редукторов снижается в 2–15 раз, что является недопустимым. Поэтому, основная проблема при расчете нагруженности и прочности передач зацеплением заключается в корректном определении контактных и изгибных напряжений и деформаций зубчатых колес в условиях перекоса.

Для повышения нагрузочной способности зубчатых передач, работающих при наличии перекоса в зацеплении, в машиностроении используют различные методы. Например, в работах [7–14] предлагается продольная модификация боковой поверхности зуба – бочкообразность, ее получают путем замены прямолинейных образующих боковых поверхностей зубьев криволинейными. В работах [15–22] предлагается конструкция зубчатых колес с адаптивными свойствами, в которых зубья имеют три кольцевые канавки глубиной полтора модуля в плоскостях, параллельных плоскостям вра-

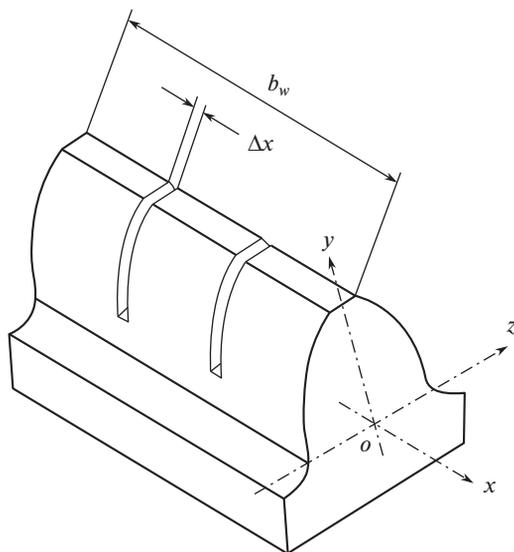


Рис. 1. Зуб зубчатого колеса с кольцевыми канавками.

щения колеса, разделяющие зуб на четыре равных участка, при этом задача решается численными методами для конкретных параметров.

В настоящей статье рассмотрены зубчатые колеса с кольцевыми канавками зубьев (рис. 1), разделенных на произвольное количество n частей, при этом задачу будем решать в общем виде, аналитически.

Теоретическая основа метода адаптивных зубчатых передач, по сути, заключается в увеличении податливости зацепления путем уменьшения длины зуба с помощью кольцевых канавок [15–22]. Известно [23], что суммарная деформация зубьев, с учетом деформаций обода и от изгиба зубьев зубчатых колес (без учета контактной составляющей деформации) при номинальном контакте, в отсутствие перекоса, определяется как

$$W = \frac{P}{bE} (0.43 + 11.39Y_p^3), \quad (1)$$

где $Y_p = \frac{y_p}{h}$ – высота зуба определяется при $h = 2.25m$; y_p – координата точки приложения силы по высоте зуба; m – модуль зацепления; P – сила в зацеплении; b – длина зуба; E – модуль упругости материала зуба.

Если рассмотреть контакт в полюсе зацепления, то из (1) получим

$$W = 2.48 \frac{P}{bE}. \quad (2)$$

Что касается контактной деформации зубьев зубчатых колес, то ее можно определить по формуле [24]

$$\alpha_H = \frac{4(1-\nu^2)}{\pi E} \frac{P}{b} \ln \left[2.124 \sqrt{\frac{EC_1C_2}{qR_{np}}} \right], \quad (3)$$

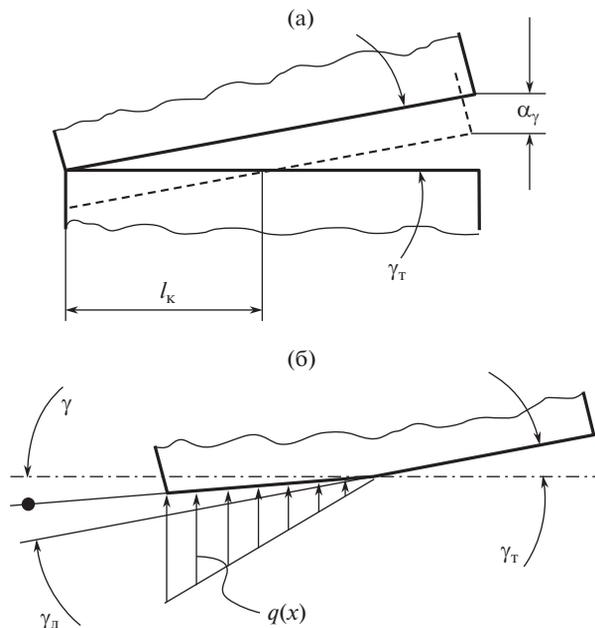


Рис. 2. Схема контакта двух зубьев при наличии угла перекоса γ_T – (а); расчетная схема деформирования зуба зубчатого колеса при нагружении его неравномерно распределенной погонной нагрузкой $q(x)$ по длине зуба при наличии угла перекоса γ_T – (б).

где $C_{1,2}$ – толщина зубьев; $R_{пр}$ – приведенный радиус кривизны профиля зуба в рассматриваемой точке, $R_{пр} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$, $R_{1,2}$ – радиусы кривизны боковых поверхностей зубьев.

При наличии перекоса в зубчатом зацеплении параметры контакта, в том числе и максимальные контактные и изгибные деформации с учетом их концентраций, можно корректно определить, если учесть деформативную γ_d составляющую угла перекоса между образующими зубьев и их кривизну в продольном направлении (рис. 2а, б). Вопрос о γ_d подробно исследован в работе [25], и для этого угла получена формула

$$\gamma_d / \gamma_T = 0.506 (\beta l)^{0.11} \left(\frac{\alpha_H}{b \gamma_T} \right)^{m_0}, \quad (4)$$

где βl – безразмерный параметр длины зуба-балки на упругом основании; l – длина балки; γ_T – технологический (исходный) угол перекоса; α_H – контактная деформация зуба при отсутствии перекоса; $m_0 = 0.296$.

При таком подходе расчетный угол перекоса γ будет определяться по зависимости

$$\gamma = \gamma_T - \gamma_d = \gamma_T (1 - \gamma_d / \gamma_T). \quad (5)$$

Таким образом, проблема по определению параметров зубчатой передачи с кольцевыми канавками сводится к корректному определению расчетного угла перекоса с учетом компенсирующей его величины при повышенной податливости системы.

Согласно работе [26], максимальные контактные напряжения при перекосе σ_γ определяются по формуле

$$\sigma_\gamma = K_\sigma \sigma_H, \quad (6)$$

где K_σ – коэффициент концентрации контактных напряжений при перекосе, $K_\sigma = \sqrt{K_\gamma}$; K_γ – коэффициент угла перекоса (по сути – коэффициент концентрации контактных деформаций), который по результатам работы [27] определяется как

$$\begin{aligned} K_\gamma &= 1 + 0.5\xi, & \text{при } \xi \leq 2 \text{ (т.е. } l_k = b), \\ K_\gamma &= \sqrt{2}\xi^{1/2}, & \text{при } \xi \geq 2 \text{ (т.е. } l_k \leq b), \end{aligned} \quad (7)$$

где $\xi = b\gamma/\alpha_H$ – безразмерный нагрузочный параметр; α_H – контактная деформация зубьев при отсутствии перекоса; l_k – максимальная длина контактной площадки; σ_H – контактные напряжения при номинальном касании зубьев, определяются по формуле Герца

$$\sigma_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{2q}{R_{\text{пр}}\vartheta}}, \quad (8)$$

где $q = P/b$ – погонная нагрузка в зацеплении при номинальном контакте; $R_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны зубьев в рассматриваемой точке зацепления; параметр $\vartheta = (1 - \nu^2)/\pi E$; ν – коэффициент Пуассона. Для стальных колес из формулы (8) сле-

$$\text{дует } \sigma_H = 0.418 \sqrt{\frac{qE}{R_{\text{пр}}}}.$$

Не сложно показать, что формулы (7) можно обобщить и для коэффициента угла перекоса получить зависимость в виде

$$K_\gamma = 1 + 0.57\xi^{4/5}. \quad (9)$$

В работе [24] показано, что для коротких зубьев изгибом в продольном направлении при перекосе можно пренебречь, (деформативная составляющая угла перекоса для них практически отсутствует), и зуб вместо консольной пластины можно представить в виде консольной балки. Поэтому, при наличии кольцевых канавок, компенсация технологического угла перекоса в результате увеличения податливости будет

$$\gamma_{\text{д}}^{\text{ад}} = \Delta_{\text{к}}^{\text{ад}}/b, \text{ где } \Delta_{\text{к}}^{\text{ад}} = 5.5 \frac{P}{b_{\text{ад}}E} - \text{деформация } 1/n \text{ части зуба с кольцевыми канавками,}$$

здесь $b_{\text{ад}} = b/n$. Таким образом, получаем

$$\gamma_{\text{д}}^{\text{ад}} = \frac{5.5nP}{b^2E}, \quad (10)$$

следовательно, безразмерный нагрузочный параметр для рассматриваемой передачи будет определяться

$$\xi^{\text{ад}} = b\gamma/\Delta_{\text{к}}^{\text{ад}}, \quad (11)$$

где расчетный угол перекоса будет определяться как

$$\gamma^{\text{ад}} = \gamma_{\text{T}} - \gamma_{\text{д}}^{\text{ад}} = \gamma_{\text{T}}(1 - \gamma_{\text{д}}^{\text{ад}}/\gamma_{\text{T}}), \quad (12)$$

а коэффициент угла перекоса K_γ определяется по формуле (9).

Таким образом, получена замкнутая система уравнений для определения максимальных контактных напряжений в зубчатом зацеплении в условиях перекоса. И если для прямозубых зубчатых зацеплений максимальные контактные напряжения при пе-

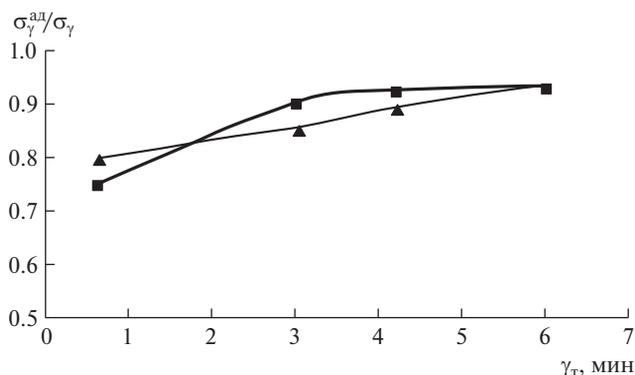


Рис. 3. Отношения контактных напряжений зубьев зубчатых передач с кольцевыми канавками и без них по данным МКЭ (■) [28]. Здесь же показаны расчетные значения по предлагаемой методике (▲).

рекосо σ_γ определяются из решения системы (2)–(6), (8), (9), то для зубчатых передач с адаптивными свойствами $\sigma_\gamma^{ад}$ – (3), (6), (8)–(12).

Для верификации предложенного решения поступим следующим образом. В работе [28] приведено численное решение задачи с адаптивными свойствами зубчатого зацепления методом конечных элементов (МКЭ) с параметрами передачи: делительный диаметр $d_1 = 200$ мм; модуль зацепления $m = 5$ мм; передаточное число $u = 1$; крутящий момент $T = 500$ Н·м; ширина зубчатого венца $b_w = 60$ мм; глубина кольцевой канавки $f = 1.5m = 7.5$ мм; угол зацепления $\alpha = 20^\circ$; количество кольцевых канавок $n = 3$; модуль упругости материалов зубьев $E = 21000$ МПа; коэффициент Пуассона $\nu = 0.3$; приведенный радиус кривизны зубьев в полюсе зацепления $\rho = 16.92$ мм. Угол перекоса γ_T варьировался: 0.01° ; 0.05° ; 0.07° ; 0.10° .

На рис. 3 показаны результаты расчетов отношения максимальных контактных напряжений $\sigma_\gamma^{ад}/\sigma_\gamma$ зубьев указанной передачи с кольцевыми канавками и без них от угла перекоса γ_T . Здесь же показаны результаты работы [28], подсчитанных по МКЭ.

Вывод. В результате увеличения податливости зуба с помощью кольцевых канавок (рис. 3), контактные напряжения уменьшаются на 8–24% в зависимости от угла перекоса, тем самым повышается нагрузочная способность передачи.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Попов А.П., Каиров А.С. Контактная прочность эвольвентного зацепления с учетом перекоса зубчатых колес // Прогресивні технології і системи машинобудування. 2007. № 2 (34). С. 183.
2. Sobiepański M., Nieszporek T. Spur gears with longitudinal tooth profile modification mesh creating which is suitable for stress analysis // Technical Gazette. 2017. № 6 (24). P. 1657.
3. Wei Y.G., Tang W.C. The Edge Effect and Longitudinal Modification of Involute Gear Drive Used in Automobile // Applied Mechanics and Materials. 2013. V. 367. P. 136.

4. *Короткин В.И., Газзаев Д.А.* Влияние технологических отклонений осей зубчатых колес на напряженное состояние в галтели зуба эвольвентных зубчатых передач // Вестник машиностроения. 2011. № 9. С. 12.
5. *Горленко О.А., Макаров Г.Н.* Методика расчета износостойкости зубьев зубчатых передач при перекосе осей сопрягаемых колес // Трение и износ. 2019. Т. 40. № 5. С. 568.
6. *Xiaochun S., Riming Z., Weidong H.* Research on Gear Tooth Longitudinal Modification of Locomotive Traction Gear with Shaft Structure // Periodica Polytechnica Transportation Engineering. 2018. № 4 (46). P. 222.
7. *Антонюк В.Е., Павловский В.Я., Поддубко С.Н., Александрова В.С., Николаенкова И.Н.* Продольная модификация зубчатых колес планетарных передач мобильных машин // Механика машин, механизмов и материалов. 2011. № 4 (17). С. 37.
8. *Артамонов В.Д., Попков А.А.* Методика определения продольной модификации зубьев цилиндрических колес при зубонарезании дельтовидными резцовыми головками // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2017. Вып. 8. Ч. 2. С. 153.
9. *Тимофеев Н.А.* Выбор оптимальных параметров продольной модификации зуба прямозубых зубчатых колес // Автоматизированное проектирование в машиностроении. 2022. № 13. С. 88.
10. *Грубка Р.М., Михайлов А.Н., Петряева И.А.* Классификация видов продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес в зависимости от функционального назначения // Механика XXI века. 2019. № 18. С. 187.
11. *Антонюк В.Е., Поддубко С.Н., Скороходов А.С., Александрова В.С.* О продольной модификации зубьев цилиндрических зубчатых колес // Актуальные вопросы машиноведения. 2016. Вып. 5. С. 241.
12. *Романов В.В., Спицын В.Е., Дейнекин А.С., Мироненко А.И.* Зубчатые передачи редукторов с профильно-продольной модификацией зубьев // Восточно-европейский журнал передовых технологий. 2009. Т. 4. № 6 (40). С. 39.
13. *Попов А.П., Мироненко А.И., Савенков О.И.* Контактная жесткость зубчатых передач с учетом влияния перекосов зубьев // Вестник национального технического университета "Харьковский политехнический институт". Серия: Проблемы механического привода. 2016. № 23 (1195). С. 121.
14. *Антонюк В.Е., Мариев П.Л., Павловский В.Я.* Особенности конструирования и изготовления планетарных передач колесных редукторов отечественных мобильных машин // Механика машин, механизмов и материалов. 2010. № 4 (13). С. 29.
15. *Korotkin V.I.* Increasing the useful life and load-bearing capacity of the drives of oil pumping units // Chemical and Petroleum Engineering. 2018. V. 54. № 3–4. С. 165.
16. *Макаров Г.Н., Гриб В.В., Шалыгин М.Г.* Повышение нагрузочной способности зубчатых муфт // Diagnostics, Resource and Mechanics of materials and structures. 2020. № 2. С. 19.
17. *Горленко О.А., Макаров Г.Н.* Проектирование прямозубых цилиндрических передач при условии минимизации контактных напряжений // Известия Волгоградского государственного технического университета. 2017. № 9 (204). С. 12.
18. *Горленко О.А., Шалыгин М.Г., Макаров Г.Н.* Устранение кромочного контакта зубьев зубчатых колес планетарных передач // Строительные и дорожные машины. 2017. № 8. С. 38.
19. *Бородин А.В., Тарута Д.В., Вельгодская Т.В.* Повышение несущей способности зубчатой передачи тягового редуктора тепловоза // Известия Транссиба. 2010. № 3. С. 7.
20. *Макаров Г.Н., Шныриков И.О., Горленко О.А.* Повышение контактной выносливости зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых передач // Трение и смазка в машинах и механизмах. 2014. № 6. С. 25.

21. *Бородин А.В., Вельгодская Т.В., Рязанцева И.Л.* Влияние кольцевых прорезей на податливость зубчатых колес // *Техника машиностроения*. 2001. № 2. С. 78.
22. *Малинкович М.Д.* Исследование процесса зацепления цилиндрических зубчатых передач // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2008. № 3. С. 32.
23. *Айрапетов Э.Л., Генкин М.Д., Ряснов Ю.А.* Статика зубчатых передач. М.: Наука, 1983. 142 с.
24. *Нахатакян Ф.Г.* Напряженно-деформированное состояние упругих элементов зубчатых механизмов и сооружений при их линейном и кромочном контакте: Дис. ... докт. техн. наук. М.: Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, 2014. 213 с.
25. *Айрапетов Э.Л., Нахатакян Ф.Г.* Влияние изгибной деформации зубьев прямозубых цилиндрических передач на параметры контакта зубьев // *Вестник машиностроения*. 1990. № 8. С. 21.
26. *Айрапетов Э.Л.* Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением. Ижевск–Москва: ИЖГТУ, 2000. 116 с.
27. *Нахатакян Ф.Г.* Контактные напряжения и деформации цилиндров при перекосе // *Вестник машиностроения*. 2011. № 10. С. 45.
28. *Макаров Г.Н.* Повышение надежности зубчатых передач трансмиссий сельскохозяйственной техники // *Аэкономика: экономика и сельское хозяйство*. 2017. № 7 (19). С. 8.

НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ

УДК 621.9.047

ОЦЕНКА ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАДЕЖНОСТИ ШЕСТЕРЕННЫХ ГИДРОНАСОСОВ, ОТРЕМОНТИРОВАННЫХ С ПРИМЕНЕНИЕМ МЕТОДА ЭЛЕКТРОИСКРОВОЙ ОБРАБОТКИ

© 2023 г. И. Н. Кравченко^{1,*}, С. А. Величко², А. В. Мартынов²,
О. В. Бармина¹, А. С. Апатенко³, Н. С. Севрюгина³

¹Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

²Национальный исследовательский Мордовский государственный университет им. Н.П. Огарева,
Саранск, Мордовия, Россия

³Российский государственный аграрный университет им. К.А. Тимирязева, Москва, Россия
*e-mail: kravchenko-in71@yandex.ru

Поступила в редакцию 22.12.2022 г.

После доработки 17.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Статья посвящена оценке эффективности новой технологии ремонта шестеренных насосов с восстановлением изношенных поверхностей ресурсоопределяющих сопряжений деталей и повышением их износостойкости. Отремонтированные по предложенной технологии гидронасосы показали увеличение среднего межремонтного ресурса в условиях реальной эксплуатации в 1.07 раза по сравнению с ресурсом в доремонтный период эксплуатации.

Ключевые слова: шестеренный насос, ресурсоопределяющее сопряжение, средний межремонтный ресурс, электроискровая обработка, восстановление

DOI: 10.31857/S0235711923030094, **EDN:** PQIPGI

В гидравлической системе приводов управления навесными, полунавесными и прицепными орудиями сельскохозяйственных и промышленных тракторов, самоходных почвообрабатывающих и дорожных машин, эксплуатирующихся при большой запыленности применяются шестеренные насосы (НШ) серии А (круглые), предназначенные для нагнетания рабочей жидкости [1–3].

Техническое состояние гидронасосов определяется коэффициентом подачи [4, 5], значение которого для новых насосов составляет 0.92–0.95. За предельное состояние принимается его падение более чем на 40%.

Нормированный 80-процентный гамма-ресурс круглых шестеренных насосов составляет 6000 ч при условии соблюдения правил эксплуатации, технического обслуживания и хранения [6]. Однако в условиях реальной эксплуатации доремонтный ресурс не превышает 1800–2200 ч [7, 8].

Стендовый контроль технического состояния круглых шестеренных насосов, принятых на ремонт, показал [9, 10], что из исследуемой статистической партии 81% эксплуатировались в запредельном состоянии (рис. 1).

Для определения ресурсоопределяющих соединений деталей пар трения круглых шестеренных насосов серии А был проведен многофакторный регрессионный анализ статистической связи между зависимой переменной – коэффициентом подачи насосов (η_Q) и независимыми факторами – износами рабочих поверхностей деталей [11–14].

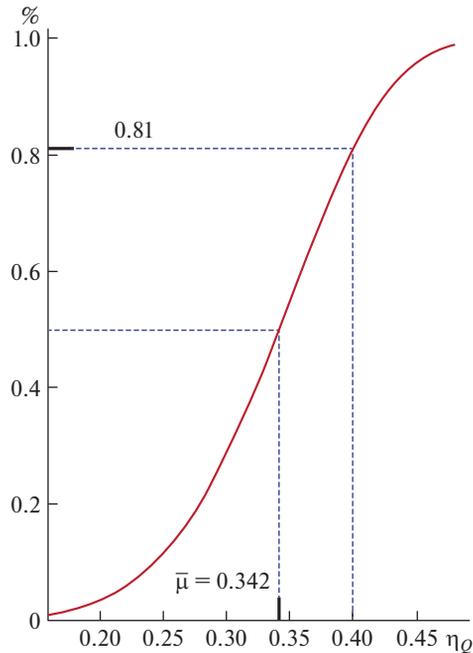


Рис. 1. Функция закона распределения Вейбулла коэффициента подачи насоса: форма – 0.365; масштаб – 5.288; математическое ожидание – 0.342.

Оценка значений стандартизованного коэффициента регрессии b_i , показывающего силу влияния независимых переменных на зависимую, показала, что наиболее значимое влияние оказывают: 1) износ поверхности цапф ведущей шестерни ($b_i = |0.706618|$); 2) износ поверхности цапф ведомой шестерни ($b_i = |0.536494|$); 3) износ поверхности подшипниковой полуобоймы под ведомую шестерню ($b_i = |0.526533|$); 4) износ поверхности подшипниковой полуобоймы под ведущую шестерню ($b_i = |0.40985|$). Таким образом, можно утверждать, что эти детали сопряжений являются ресурсопределяющими.

Поэтому разработана новая технологическая схема ремонта круглых шестеренных гидронасосов, включающая, расточку под ремонтный размер полуотверстий подшипниковой обоймы и создание на них измененного поверхностного слоя методом электроискровой обработки электродом из медьсодержащего сплава; нанесение на цапфы электроискрового покрытия электродом из среднеуглеродистой легированной стали с последующим шлифованием на размер [10, 15–17].

Важным достоинством применяемого метода является возможность наносить любые токопроводящие материалы, обеспечивая требуемые физико-механические и триботехнические свойства рабочих поверхностей деталей; высокая прочность сцепления металлопокрытия с основой, низкая энергоемкость процесса, простота выполнения технологических операций и др.

При разработке новых технологий надежность отремонтированных агрегатов оценивается по показателям гамма-процентного ресурса, а его эффективность – в сравнении показателей, оцененных в доремонтный период эксплуатации [18].

Целью исследования является определение среднего ресурса круглых шестеренных насосов в условиях эксплуатации, отремонтированных по новой технологии.

Таблица 1. Виды выполняемых работ и годовая наработка тракторов

Виды работ	Продолжительность работы в день, ч	Продолжительность работы, день	Годовая наработка трактора, ч
Пахота весенняя	8–10	8–10	64–100
Культивация	8–10	6–8	48–80
Посев яровых	8–10	8–10	64–100
Боронование	8–10	5–6	40–60
Внесение удобрений	10	15–30	150–300
Озимая пахота	8–10	10	80–100
Посев озимых	8–10	6–8	48–80
Работа с прицепом	4	20–25	80–100
Итого			574–920

Материалы и методы. Оценку надежности гидронасосов в доремонтный и межремонтный периоды эксплуатации проводили по плану $[N, U, r]$ [19]. Задавшись значением доверительной вероятности $\alpha = 0.95$ и по расчетному коэффициенту q (для новых гидронасосов $q = 1.458$, для отремонтированных $q = 1.398$), приняли требуемое для исследования количество гидронасосов: новых $N_n = 33$ шт., отремонтированных $N_{рем} = 40$ шт.

Тогда при $N_n = 33$ шт. вероятности безотказной работы $P(t) = 0.80$ и доверительной вероятности $\alpha = 0.95$ [19], число отказов r для оценки гамма-процентных показателей ресурса принято 3 штуки [20]. Для $N_{рем} = 40$ шт. при тех же значениях вероятности безотказной работы и доверительной вероятности число отказов $r = 5$ штук.

Новые и отремонтированные гидронасосы после оценки технического состояния на стенде КИ-4815М устанавливались на трактора, занятые на сельскохозяйственных работах. Исследования проведены в период 2011–2022 гг.

Виды выполняемых работ и годовая наработка тракторов представлена в табл. 1. Общая годовая наработка гидронасосов составила 5166–8280 ч со средним значением 6723 ч.

В качестве средств измерения и контроля технического состояния гидронасосов во время эксплуатации использовали: реверсивный расходомер РФИК 120 АВ0Т (рис. 2), секундомер, запорные устройства А-0/75-4616 320 и металлическую линейку.

Гидронасосы, функциональные параметры которых превышали предельные, снимались с эксплуатации, при этом фиксировалась их наработка. По достижению количества отказов r остальные, не отказавшие гидронасосы, также снимались с эксплуатации с фиксацией наработки.

Результаты исследований и обсуждение. *Гамма-процентный ресурс круглых шестеренных насосов в доремонтный период рядовой эксплуатации.*

По результатам контрольных наблюдений за агрегатами по плану $[N, U, r]$ [19] получены следующие исходные данные для оценки показателей ресурса: 30 выборочных значений наработки t ч до цензурирования (Censored) (90.9%) и 3 выборочных значения наработки t ч до отказа (Complete) (9.1%).

Проверка, как крайних, так и любых других смежных точек выборки при $N_n = 33$ шт. по критерию Ирвина показала, что первая точка информации $t_{др}^1 = 930$ ч является достоверной точкой ($\lambda_{оп} = 0.04 < \lambda = 1.1$) и ее следует учитывать при дальнейших расчетах, последняя точка информации $t_{др}^{33} = 2490$ ч также является достоверной ($\lambda_{оп} = 0.4 < \lambda = 1.6$) и ее следует учитывать при дальнейших расчетах. Таким образом, выпадающей наработки нет.



Рис. 2. Реверсивный расходомер RFIK 120 АВОТ.

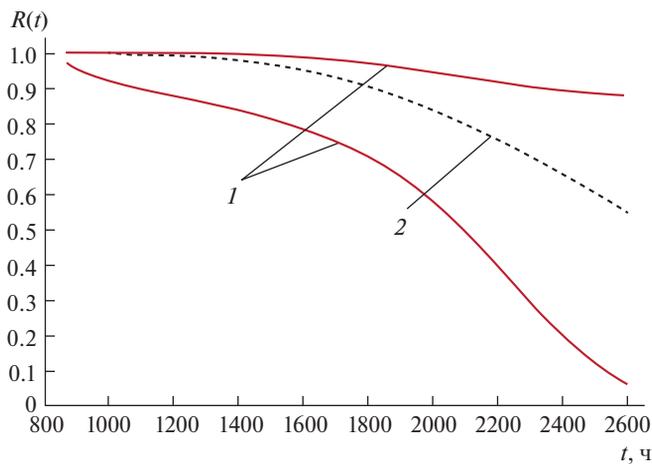


Рис. 3. Функция вероятности безотказной работы новых гидронасосов: 1 – доверительный интервал; 2 – линия времени отказа гидронасосов.

Из приведенного статистического ряда видно, что до наработки 1100 ч отказов агрегатов не было, т.е. параметр положения распределения больше нуля.

С использованием программы “Statistica” [21] методом максимального правдоподобия установлены следующие параметры закона: смещение – $t_{cm} = 852$ ч; форма – $b = 2.91$; масштаб – $a = 2083.5$ ч.

Функция вероятности безотказной работы новых гидронасосов, оцененная методом максимального правдоподобия, представлена на рис. 3.

Результаты сравнения теоретической функции вероятности безотказной работы (рис. 3) с непараметрической оценкой Каплана–Мейера (рис. 4) по критерию Холландера–Прошана

Таблица 2. Качество подгонки распределения Вейбулла по критерию Холландера–Прошана

Критерий	Качество подгонки Объем выборки $N = 33$ (отказы – 3, цензурированные – 30) Параметры: положение = 852, форма = 2.91, масштаб = 2083.5	
	значение критерия	уровень значимости p
Hollander–Proschan (HP)	1.389242	0.16476

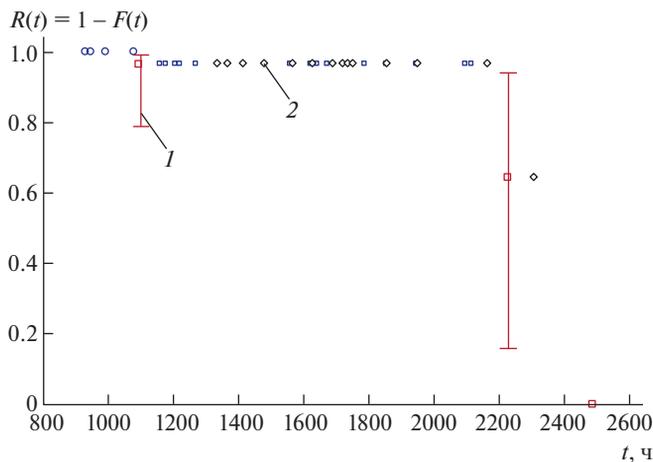


Рис. 4. График вероятности безотказной работы и 95-процентный доверительный интервал, оцененный по методу Каплана–Мейера: 1 – наработка отказавших гидронасосов; 2 – наработка неотказавших гидронасосов.

дера–Прошана показывают, что качество подгонки статистических данных с оцененными параметрами закона распределения Вейбулла не противоречит выдвинутой гипотезе (табл. 2).

По параметрам закона с учетом значения коэффициента $K_b = 0.89$ и квантиля распределения закона Вейбулла $H_k = 0.607$ определены средний ресурс и 80-процентный гамма-ресурс круглых шестеренных насосов в доремонтный период рядовой эксплуатации.

Гамма-процентный ресурс отремонтированных по новой технологии круглых шестеренных насосов в межремонтный период рядовой эксплуатации.

По результатам контрольных наблюдений по плану $[N, U, r]$ за агрегатами получены следующие исходные данные для оценки показателей ресурса: 35 выборочных значений наработки t ч до цензурирования (Censored) (87.5%) и 5 выборочных значений наработки t ч до отказа (Complete) (12.5%).

Проверка, как крайних, так и любых других смежных точек выборки при $N = 40$ шт. по критерию Ирвина показала, что первая точка информации $t_{\text{мп}}^1 = 400$ ч является выпадающей ($\lambda_{\text{оп}} = 1.27 > \lambda = 1.1$) и ее не следует учитывать при дальнейших расчетах, последняя точка информации $t_{\text{мп}}^{40} = 2930$ ч является достоверной точкой ($\lambda_{\text{оп}} = 0.22 < \lambda = 1.6$) и ее следует учитывать при дальнейших расчетах. Учитывая, что первая точка информации выпала, дальнейшие расчеты проведены при $N = 39$ шт. [19, 20].

Таблица 3. Качество подгонки распределения Вейбулла по критерию Холландера–Прошана

Критерий	Качество подгонки Объем выборки $N = 39$ (отказы – 5, цензурированные – 39) Параметры: положение = 998, форма = 2.77, масштаб = 2147.3	
	значение критерия	уровень значимости p
Hollander–Proschan (HP)	0.723572	0.46933

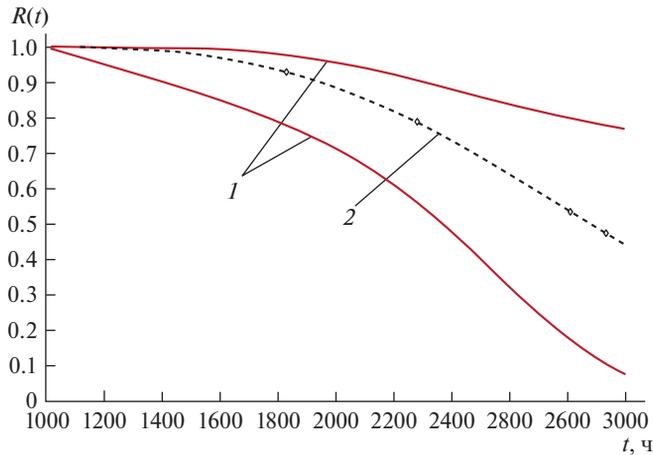


Рис. 5. Функция вероятности безотказной работы отремонтированных гидронасосов: 1 – доверительный интервал; 2 – линия времени безотказной работы гидронасосов.

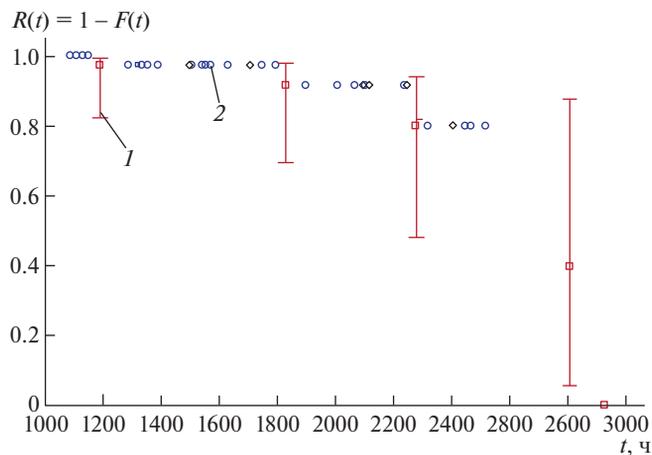


Рис. 6. График вероятности безотказной работы и 95-процентный доверительный интервал, оцененный по методу Каплана–Мейера: 1 – наработка отказавших гидронасосов; 2 – наработка неотказавших гидронасосов.

Из приведенного статистического ряда видно, что до наработки 1190 ч отказов агрегатов не было, т.е. параметр положения распределения больше нуля.

В программе “Statistica” [21] с использованием метода максимального правдоподобия определили параметры закона: $t_{cm} = 998$ ч; $a = 2147.3$ ч; $b = 2.77$.

Функция вероятности безотказной работы отремонтированных гидронасосов, оцененная методом максимального правдоподобия, представлена на рис. 5.

Сравнение теоретической функции вероятности безотказной работы (рис. 5) с непараметрической оценкой Каплана–Мейера (рис. 6) по критерию Холландера–Прощана показывает, что качество подгонки статистических данных с оцененными параметрами закона распределения Вейбулла не противоречит выдвинутой гипотезе (табл. 3).

Таблица 4. Значения средних ресурсов насосов навесных гидросистем тракторов в доремонтный ($T_{др}$, ч) и межремонтный ($T_{мр}$, ч) периоды реальной эксплуатации

$T_{др}$, ч	$T_{мр}$, ч	$\frac{T_{мр}}{T_{др}} \times 100$
2706.3	2909.1	107

По установленным параметрам с учетом значения коэффициента $K_b = 0.89$ и квантиля распределения закона Вейбулла $H_k = 0.607$ определены средний ресурс и 80-процентный гамма-ресурс круглых шестеренных насосов в межремонтный период рядовой эксплуатации (табл. 4).

Результаты анализа табл. 4 показывают, что отремонтированные по новой технологии гидронасосы НШ серии А имеют средний межремонтный ресурс в условиях реальной эксплуатации в 1.07 раза выше по сравнению с ресурсом в доремонтный период эксплуатации.

Заключение. Полученные результаты оценки среднего ресурса в доремонтный и межремонтный периоды реальной эксплуатации гидронасосов НШ серии А показывают высокую эффективность применения метода электроискровой обработки для восстановления изношенных поверхностей деталей и повышения износостойкости ресурсопределяющих сопряжений.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. ГСТУ 3-25-180-97. Насосы шестеренчатые “Гидросила”.
2. *Басинюк В.Л., Калининченко А.С., Усс И.Н. и др.* Система мобильного мониторинга гидропривода навесных устройств энергонасыщенных тракторов // Наука и техника. 2013. № 5. С. 49.
3. *Чумаков П.В., Мартынов А.В., Коломейченко А.В. и др.* Оценка технического состояния круглых шестеренных гидронасосов навесных гидросистем тракторов // Инженерные технологии и системы. 2020. Т. 30. № 3. С. 426.
4. РТМ 70.0001.246-84. Критерии предельного состояния тракторов и их составных частей. М.: ГОСНИТИ, 1985. 11 с.
5. Агрегаты гидроприводов сельскохозяйственной техники. Технические требования на капитальный ремонт ТК 70.0001.018-85. М.: ГОСНИТИ, 1986. 152 с.
6. *Ермолов Л.С., Кряжков В.М., Черкун В.Е.* Основы надежности сельскохозяйственной техники. М.: Колос, 1974. 223 с.
7. *Черкун В.Е.* Ремонт тракторных гидравлических систем. М.: Колос, 1984. 253 с.
8. ЗАО “Гидросила ГРУП” [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.hydroсила.com/publications>.
9. *Бурумкулов Ф.Х., Величко С.А., Ионов П.А.* Ресурс и допустимое значение коэффициента полезного действия шестеренных круглых гидронасосов // Техника в сельском хозяйстве. 2011. № 2. С. 26.
10. *Сенин П.В., Нуязин Е.А., Ионов П.А.* Восстановление круглых шестеренных гидронасосов типа НШ-К комбинированным методом // Тракторы и сельхозмашины. 2012. № 10. С. 42.
11. *Черкун В.Е., Довгаль А.М., Костеляни А.В.* Влияние зазора корпус–поджимная обойма, износов основных деталей и манжеты радиального уплотнения на работу гидронасоса НШ-50-2 // Научные труды УСХА. 1979. Вып. 227. С. 34.
12. *Дидур В.А., Ефремов В.Я.* Диагностика и обеспечение надежности гидроприводов сельскохозяйственных машин. Киев: Техніка, 1986. 128 с.

13. Бурумжулов Ф.Х., Лельчук Л.М., Осин А.М. и др. Метод прогнозирования вероятности отказа и ресурса восстановленных деталей по результатам лабораторно-стендовых испытаний и эксплуатационных наблюдений // Работы в области восстановления и упрочнения деталей: материалы семинара. Ч. II. Москва, 1991. С. 108.
14. Денисов В.А., Задорожный Р.Н. Оценка эксплуатационной надежности восстановленных деталей по результатам ускоренных стендовых испытаний // Труды ГОСНИТИ. 2017. Т. 127. С. 160.
15. РД 50-460-84. Методические указания. Обеспечение износостойкости изделий. Метод экспериментальной оценки пластичности поверхностных слоев деталей машин. М.: Издательство стандартов, 1976. 35 с.
16. Гаркунов Д.Н. Научные открытия в триботехнике. Эффект безизносности при трении. Водородное изнашивание металлов. М.: Изд-во МСХА, 2004. 383 с.
17. Дроздов Ю.Н., Юдин Е.Г., Белов А.И. Прикладная трибология (трение, износ, смазка) / Под ред. Ю.Н. Дроздова. М.: Эко-Пресс, 2010. 604 с.
18. Емельянов С.Г., Лукашев Е.А., Олейник А.В. и др. Технологическое обеспечение эксплуатационной надежности машин и оборудования / Под ред. М.Е. Ставровского. Курск: Изд-во Юго-Запад. гос. ун-та, 2010. 303 с.
19. Кравченко И.Н., Пучин Е.А., Чепурин А.В. и др. Оценка надежности машин и оборудования: теория и практика / Под ред. И.Н. Кравченко. 2-е изд. М.: ИНФРА-М, 2017. 336 с.
20. Сковородин В.Я., Тишкин Л.В. Справочная книга по надежности сельскохозяйственной техники. Л.: Лениздат, 1985. 204 с.
21. Боровиков В.П. Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTIKA. М.: Горячая линия – Телеком, 2013. 288 с.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 539.434

**ДВУХСЛОЙНАЯ БАЛКА В УСЛОВИЯХ ПОЛЗУЧЕСТИ
И РОСТА ПОВРЕЖДЕННОСТИ ПРИ ТРЕХТОЧЕЧНОМ НАГРУЖЕНИИ**© 2023 г. К. А. Хвостунков^{1,2,*}, К. А. Федотов^{1,2}¹Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова, Москва, Россия²Институт структурной макрокинетики и проблем материаловедения РАН им. А.Г. Мерджанова, Черноголовка, Московская область, Россия

*e-mail: khvostunkov@gmail.com

Поступила в редакцию 25.10.2022 г.

После доработки 09.02.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Проблема замедленного разрушения и длительной прочности многослойных композитов представляет не только фундаментальный, но и прикладной интерес. Предложенное решение позволяет оценить влияние геометрии, структуры и соотношения свойств слоистого композита на его долговечность. Время до разрушения двухслойной металлической балки прямоугольного сечения определяется в зависимости от отношения толщин слоев и их модулей Юнга.

Ключевые слова: поврежденность двухслойной балки, время до разрушения двухслойной балки

DOI: 10.31857/S0235711923030082, EDN: PQINHN

На сегодняшний день в промышленности активно расширяется область применения многослойных композитов для решения конкретных технических задач. При их дизайне и проектировании учитываются как геометрические размеры, так и физико-механические свойства каждого слоя, что позволяет создать композиционный материал с заданными эксплуатационными характеристиками и дать качественный и количественные прогнозы по его работе в конкретных условиях. Особое внимание уделяется многослойным металлокерамическим композиционным материалам, свойства которых, зачастую, превосходят высоколегированные стали и твердые сплавы [1–5]. Однако существует сложность в дизайне таких материалов, так как керамика, имеет высокую хрупкость и различные коэффициенты термического расширения по сравнению с металлами.

Представляется интересным определить насколько сильно пропорции толщин слоев и их модули Юнга могут влиять на время до разрушения, коль скоро они влияют на напряженное состояние балки. Время до разрушения при постоянном нагружении определяется видом кинетического уравнения для меры поврежденности материала. Есть ряд классических решений задачи о времени до разрушения нагруженной балки из однородного материала. Характерным для всех этих решений является применение гипотезы плоских сечений. Обычно вид кинетического уравнения берется в форме, аналогичной закону установившейся ползучести Нортона. В решении Работнова–Милейко [6] продольные напряжения в поперечном сечении балки предполагаются постоянными по координате, ортогональной нейтральной оси, аналогично распределению в идеально пластическом шарнире. Вариант с линейным распределением про-

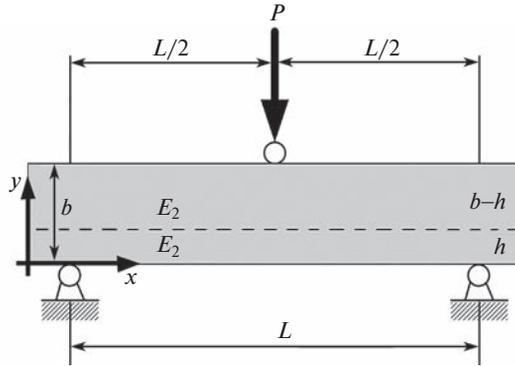


Рис. 1. Схема балки.

дольных напряжений по упругому закону рассмотрен в работах Локощенко–Печениной–Шестерикова [7] и в работе Кулагина–Локощенко [7], где форма кинетического уравнения взята на основе дробно-линейного закона установившейся ползучести Шестерикова–Юмашевой.

Авторы настоящей статьи оценивают время до разрушения двухслойной балки при трехточечном изгибе в зависимости от параметра γ равного отношению модулей Юнга и параметра η , задающего отношение толщины слоя, противоположного стороне приложения нагрузки, ко всей толщине балки. Такое теоретическое решение варианта классической задачи механики поврежденности для кусочно-постоянных свойств материала балки является подготовительным этапом для планирования последующей серии экспериментов по прочности и долговечности слоистых композитов, получаемых методами самораспространяющегося высокотемпературного синтеза.

Постановка задачи. Рассмотрим двухслойную балку из упругих материалов. Направим ось x горизонтально вдоль оси балки, а y – ортогонально оси x , вверх по высоте. Ось z направлена ортогонально плоскости xu по ширине балки (рис. 1), L – расстояние между опорами при трехточечном нагружении, b – высота балки, a – ширина, h – высота нижнего слоя, $(b-h)$ – высота верхнего слоя.

Отношения длины балки к ее высоте и ширине полагаются достаточно большими, чтобы можно было не учитывать влияние касательных напряжений.

К краю центрального сечения балки на внешней плоскости верхнего слоя приложена постоянная нагрузка P , равномерно распределенная по ширине балки.

Оба слоя балки находятся в условиях установившейся ползучести, описываемой уравнением Нортонa, где ζ_i – константы сопротивления ползучести для i -го слоя

$$\dot{\epsilon} = \zeta_i \sigma^n(x, y), \quad \zeta_i = \epsilon_{ni} / (\sigma_{ni})^n.$$

Мера поврежденности вводится как параметр, характеризующий долю несплошности и характеризуемый самым простым вариантом кинетического уравнения Работнова–Качанова, где B_i – константы кинетического уравнения для i -го слоя

$$\dot{\omega}(x, y, t) = B_i \sigma^m(x, y).$$

Скорость изменения кривизны нейтральной оси балки в центральном сечении предполагается величиной постоянной

$$\dot{\kappa}\left(\frac{L}{2}, t\right) = Q = \frac{2}{b} \zeta \left(\frac{2n+1}{2n}\right)^n \left(\frac{P}{2E_2 ab}\right)^n \left(\frac{L}{b}\right)^n (2E_2)^n.$$

Требуется определить время до разрушения и исследовать его зависимость от отношения толщин слоев в балке и их модулей Юнга.

Критерием разрушения является условие достижения единицы в значении параметра поврежденности на нижнем крае балки.

Упругий случай. Рассмотрим упругий случай, соответствующий начальному моменту нагружения. Здесь мы найдем зависимость максимума растягивающего напряжения и взаимное расположение нейтральной оси и границы раздела слоев.

В соответствии с гипотезой плоских сечений в заданной системе координат имеем распределение упругих напряжений по сечению в виде

$$\sigma(x, y) = \kappa(x)E(y)(y_0 - y), \quad E(y) = \begin{cases} E_1, & y \in [0, h], \\ E_2, & y \in (h, b], \end{cases} \quad (1)$$

где y_0 – координата нейтральной оси; $\kappa(x)$ – ее кривизна; $E(y)$ – модуль Юнга материала. Изменением напряжений по координате z пренебрегаем.

Запишем уравнения равновесия в силах и моментах

$$\begin{cases} \int_0^b \sigma(x, y) dy = 0, \\ a \int_0^b \sigma(x, y)(y_0 - y) dy = M(x), \end{cases} \quad M(x) = \begin{cases} \frac{P}{2}x, & x \in [0, L/2], \\ \frac{P}{2}(L - x), & x \in [L/2, L]. \end{cases}$$

Введем безразмерные координаты и параметры

$$\begin{aligned} \bar{x} &= \frac{x}{L}, & \bar{y} &= \frac{y}{b}, & \bar{y}_0 &= \frac{y_0}{b}, & \eta &= \frac{h}{b}, & \gamma &= \frac{E_1}{E_2}, \\ l &= \frac{L}{b}, & p &= \frac{P}{2E_2ab}, & \bar{\kappa}(\bar{x}) &= b\kappa(x). \end{aligned}$$

Запишем систему уравнений равновесия продольных сил и моментов для $\bar{x} \in [0, 1/2]$

$$\begin{cases} \int_0^\eta \gamma(\bar{y}_0 - \bar{y}) d\bar{y} + \int_\eta^1 (\bar{y}_0 - \bar{y}) d\bar{y} = 0, \\ \int_0^\eta \gamma(\bar{y}_0 - \bar{y})^2 d\bar{y} + \int_\eta^1 (\bar{y}_0 - \bar{y})^2 d\bar{y} = p\bar{l}\bar{\kappa}(\bar{x})^{-1}. \end{cases}$$

Из уравнения равновесия сил получаем координату нейтральной оси $\bar{y}_0(\gamma, \eta)$ (рис. 2)

$$\bar{y}_0(\gamma, \eta) = \frac{1}{2}(1 + \eta^2(\gamma - 1))(1 + \eta(\gamma - 1))^{-1}. \quad (2)$$

Из уравнения равновесия моментов выражаем кривизну $\bar{\kappa}_0(\bar{x})$

$$\bar{\kappa}_0(\bar{x}) = 12pl(1 + \eta(\gamma - 1))((\gamma - 1)(\gamma^4 - (\eta - 1)^4) + \gamma)^{-1} \bar{x}, \quad \bar{x} \in [0, 1/2].$$

Подставляя (2) в (1), получаем для $\bar{x} \in [0, 1/2]$

$$\sigma(\bar{x}, \bar{y}) = \begin{cases} 12pl(1 + \eta(\gamma - 1))((\gamma - 1)(\gamma^4 - (\eta - 1)^4) + \gamma)^{-1} \gamma(\bar{y}_0 - \bar{y})\bar{x}, & \bar{y} \in [0, \eta], \\ 12pl(1 + \eta(\gamma - 1))((\gamma - 1)(\gamma^4 - (\eta - 1)^4) + \gamma)^{-1} (\bar{y}_0 - \bar{y})\bar{x}, & \bar{y} \in (\eta, 1]. \end{cases}$$

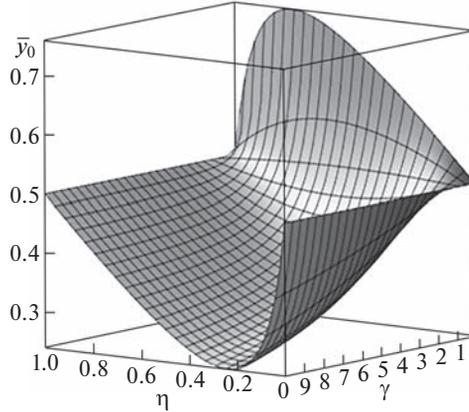


Рис. 2. Зависимость положения нейтральной оси от толщины нижнего слоя $\eta = h/b$ и от отношения модулей Юнга слоев $\gamma = E_1/E_2$.

В силу линейного распределения, максимум растягивающих напряжений будет достигнут на нижнем крае поперечного сечения при $\bar{y} = 0, \bar{x} = 1/2$

$$\sigma(\gamma, \eta) = 3pl(1 + \eta^2(\gamma - 1)) \left(1 + \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} (\gamma \eta^4 - (\eta - 1)^4) \right)^{-1}.$$

Рассмотрим производную напряжения на краю по η при постоянной γ

$$\frac{\partial \sigma(\gamma, \eta)}{\partial \eta} = -lp \frac{6(\gamma - 1)((\gamma - 1)\eta^3 + 3\eta - 2)\gamma((\gamma - 1)\eta^2 + 2\eta - 1)}{((\gamma - 1)^2 \eta^4 + 4(\gamma - 1)\eta^3 - 6(\gamma - 1)\eta^2 + 4(\gamma - 1)\eta + 1)^2}.$$

Из условия стационарности получаем условия экстремума по η и с учетом ограничения $\eta \in [0, 1]$ получаем координаты локальных экстремумов (рис. 3).

Для $0 < \gamma < 1$: локальный максимум $\eta_1 = (1 + \sqrt{\gamma})^{-1}$, локальный минимум

$$\eta_2 = \left[\sqrt{3} \cos \left(\frac{1}{3} \arctan \left(\frac{\sqrt{\gamma}}{\sqrt{1-\gamma}} \right) + \frac{\pi}{6} \right) - \sin \left(\frac{1}{3} \arctan \left(\frac{\sqrt{\gamma}}{\sqrt{1-\gamma}} \right) + \frac{\pi}{6} \right) \right] (1 - \gamma)^{-1/2}.$$

Для $\gamma > 1$: локальный минимум $\eta_1 = 1 + \sqrt{\gamma}$, локальный максимум

$$\eta_3 = \left(1 + \sqrt{\gamma/(\gamma - 1)} \right)^{1/3} (\gamma - 1)^{1/3} - \left(1 + \sqrt{\gamma/(\gamma - 1)} \right)^{1/3} (\gamma - 1)^{2/3}.$$

В случае равенства упругих свойств обоих слоев $\gamma = 1$ мы получаем расположение нейтральной оси посередине сечения и классическую зависимость кривизны от жесткости балки и изгибающего момента

$$\bar{y}_0 = \frac{1}{2}, \quad \bar{\kappa}_0 = 6 \frac{pl}{Eb} = 3 \frac{PL}{ab^3 E} = \frac{M}{EJ}, \quad M = \frac{PL}{4}, \quad J = \frac{1}{12} ab^3.$$

Учет поврежденности. Рассмотрим скалярную меру поврежденности [1] как отношение разрушенной площади S_d поперечного сечения некоего эталонного стержня ко всей начальной площади S : $\omega = S_d/S$. Видимая связь приложенной силы и исходного поперечного сечения в виде выводимой на графике зависимости напряжения от де-

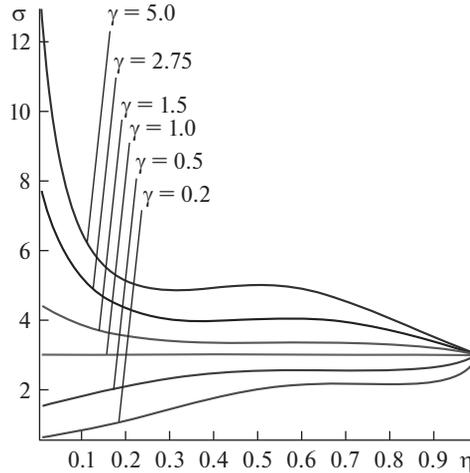


Рис. 3. Графики зависимости напряжений на нижнем крае центрального сечения балки от отношения толщин слоев при различных отношениях модулей Юнга γ .

формации будет описываться модулем Юнга, учитывающим внутреннюю поврежденность $\sigma = F/S = E(\omega)\epsilon$. На самом деле реальные напряжения σ_{real} в неразрушенных областях сечения будут связаны с деформациями на основании исходного модуля Юнга E : $\sigma_{\text{real}} = F/(S - S_d) = E\epsilon$. Откуда, согласно принципу эквивалентности деформаций, приравнивая их, получаем $E(\omega) = E(S - S_d)/S = E(1 - \omega)$.

Переходя к нашей балке, считаем, что в зоне положительных компонент тензора напряжений происходит повреждение материала, и мы вводим меньший, чем исходный модуль Юнга $E(\omega)$, снижающий его суммарную силу сопротивления изгибу и приводящий к смещению нейтральной оси в координату $y_0(x, t)$. В итоге в растягиваемой зоне напряжение в точке будет задаваться уменьшенным значением

$$\sigma(x, y, t) = E(1 - \omega(x, y, t)) \kappa(x, t)(y_0(x, t) - y),$$

где зависимость переменного параметра поврежденности от времени определяется кинетическим уравнением вида

$$\dot{\omega}(x, y, t) = A_i \kappa^{\lambda_i}(x, t)(y_0(x, t) - y)^{\lambda_i}, \quad A_i = B_i \zeta_i^{-\lambda_i}, \quad \lambda_i = m_i/n_i.$$

Уравнения равновесия продольных сил и моментов для произвольного поперечного сечения двуслойной балки, скомпоновав слагаемые с поврежденностью отдельно, перейдя снова к безразмерным координатам, запишем в виде

$$\begin{cases} \int_0^1 E(\bar{y})(\bar{y}_0(\bar{x}, t) - \bar{y}) d\bar{y} = \int_0^{\bar{y}_0} E(\bar{y})(\bar{y}_0(\bar{x}, t) - \bar{y}) \omega(\bar{x}, \bar{y}, t) d\bar{y}, \\ \int_0^1 E(\bar{y})(\bar{y}_0(\bar{x}, t) - \bar{y})^2 d\bar{y} = \int_0^{\bar{y}_0} E(\bar{y})(\bar{y}_0(\bar{x}, t) - \bar{y})^2 \omega(\bar{x}, \bar{y}, t) d\bar{y} + E_2 p \bar{\kappa} / \bar{\kappa}(\bar{x}, t). \end{cases}$$

Положим далее для простоты $\lambda_i = 1$, $i = 1, 2$ и проинтегрируем кинетическое уравнение для поврежденности по времени

$$\omega(\bar{x}, \bar{y}, t) = A(\bar{y})Q(\varphi(\bar{x}, t) - \bar{y}t), \quad \varphi = \int_0^t \bar{y}_0(\bar{x}, t) dt.$$

В критический момент времени t_*

$$\begin{aligned} \omega(\bar{x}, \bar{y}, t_*) &= A(\bar{y})Q(\varphi(1/2, t_*) - \bar{y}t_*), \\ \omega(\bar{x} = 1/2, \bar{y} = 0, t_*) &= A_1Q(\varphi(1/2, t_*)) = 1 \Rightarrow (\varphi(1/2, t_*)) = (A_1Q)^{-1}, \\ \Rightarrow \omega(\bar{x}, \bar{y}, t_*) &= A(\bar{y})/A_1 - QA(\bar{y})\bar{y}t_*. \end{aligned}$$

Тогда система уравнений равновесия в середине стержня примет вид

$$\begin{cases} \int_0^1 E(\bar{y}) (\bar{y}_0^* - \bar{y}) d\bar{y} = \int_0^{\bar{y}_0^*} E(\bar{y}) (\bar{y}_0^* - \bar{y}) \left(\frac{A(\bar{y})}{A_1} - QA(\bar{y})\bar{y}t_* \right) d\bar{y}, \\ \int_0^1 E(\bar{y}) (\bar{y}_0^* - \bar{y})^2 d\bar{y} = \int_0^{\bar{y}_0^*} E(\bar{y}) (\bar{y}_0^* - \bar{y})^2 \left(\frac{A(\bar{y})}{A_1} - QA(\bar{y})\bar{y}t_* \right) d\bar{y} + \frac{E_2 p l \bar{x}}{\bar{k}(\bar{x}, t)}. \end{cases} \quad (3)$$

В случае двуслойной балки, зависимость модуля Юнга и коэффициента кинетического уравнения от координаты поперечного сечения

$$\begin{aligned} E(\bar{y}) &= E_1, \quad \bar{y} \in [0, \eta], \quad E(\bar{y}) = E_2, \quad \bar{y} \in (\eta, 1], \\ A(\bar{y}) &= A_1, \quad \bar{y} \in [0, \eta], \quad A(\bar{y}) = A_2, \quad \bar{y} \in (\eta, 1]. \end{aligned}$$

Для простоты далее мы положим $A_1 = A_2 = A = B\zeta^{-1}$. Тогда в безразмерных координатах $\bar{k} = 2(1 + 1/(2n))^n \zeta (2E_2 pl)^n = Q$, и мы получаем приведенное время

$$\tau = AQt = 2(1 + 1/(2n))^n B(2E_2 pl)^n t = 2(1 + 1/(2n))^n B\sigma_0^n t, \quad \sigma_0 = 2E_2 pl.$$

Расположение нейтральной оси. Рассмотрим, как расположена нейтральная ось относительно границы слоев. Это повлияет на вид уравнений равновесия.

Случай, когда нейтральная ось совпадает в начальный момент времени с границей, разделяющей слои $\eta \in [0, 1]$, $1/2\eta^2(\gamma - 1)(1 + \eta(\gamma - 1))^{-1} = \eta$.

Мы получили условие на толщину слоев относительно модулей упругости, когда нейтральная ось находится на границе их раздела $\eta = (1 + \sqrt{\gamma})^{-1}$.

Случай А. Нейтральная ось в момент разрушения находится в верхнем слое $\bar{y}_0^* > \eta$.

В этом случае ненулевая поврежденность заполняет весь нижний слой и частично верхний. Тогда, проинтегрировав по \bar{y} (3), получаем уравнение на зависимость координаты нейтральной оси и выражение для времени через нее.

В критический момент $\bar{x} = 1/2$, $t = t_*$, $\bar{y}_0 = \bar{y}_0^*$. Далее звездочку не пишем.

При оценке значения Apl уравнения равновесия преобразуются в замкнутую систему относительно координаты нейтральной оси в момент разрушения \bar{y}_0 и временем до разрушения t

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{(\bar{y}_0 - 1)^2}{(\bar{y}_0^3 + (\gamma - 1)\eta^2(3\bar{y}_0 - 2\eta))} + \frac{2Apl(1 + \eta(\gamma - 1))}{(\gamma + (\gamma - 1)(\gamma\eta^4 - (\eta - 1)^4))} + \\ & + \frac{2Apl}{(\bar{y}_0 - 1)^2 \left(\bar{y}_0^3(\bar{y}_0 - 4) - (\gamma - 1)\eta^2 \left(9\eta^2 - 16\eta \left(\bar{y}_0 + \frac{1}{2} \right) + 6\bar{y}_0(\bar{y}_0 + 2) \right) \right)} = 0, \\ & AQt = 2B(1 + 1/(2n))^n (2E_2pl)^n t = 3(\bar{y}_0 - 1)^2 (\bar{y}_0^3 + (\gamma - 1)\eta^2(3\bar{y}_0 - 2\eta))^{-1}. \end{aligned} \right. \quad (4)$$

Случай В. Нейтральная ось в момент разрушения находится в нижнем слое $\bar{y}_0^* < \eta$.

Проинтегрируем также по \bar{y} систему (3) и получим систему для определения времени разрушения в случае В в срединном сечении ($\bar{x} = 1/2$), учитывая, что в этот момент $AQ\varphi = 1$

$$\left\{ \begin{aligned} & \frac{(\gamma - 1)(\bar{y}_0 - \eta)^2 + (\bar{y}_0 - 1)^2}{\bar{\gamma}\bar{y}_0^3} + 2Apl \frac{(1 + \eta(\gamma - 1))}{(\gamma - 1)(\gamma\eta^4 - (\eta - 1)^4) + \gamma} - \\ & - 2Apl \frac{1}{(\gamma - 1)(\bar{y}_0 - \eta)^2(4\eta - \bar{y}_0) + (\bar{y}_0 - 1)^2(4 - \bar{y}_0)} = 0, \\ & AQt = \frac{3(\gamma - 1)(\bar{y}_0 - \eta)^2 + 3(\bar{y}_0 - 1)^2}{\bar{\gamma}\bar{y}_0^3}. \end{aligned} \right. \quad (5)$$

Рассмотрим предельный случай, при каких η и γ в момент равенства единице параметра поврежденности на внешнем крае срединного сечения координата нейтральной оси достигает границы раздела слоев $\bar{y}_0 = \eta_*$, $\omega(\bar{x} = 1/2, \bar{y} = 0, t_0) = AQ\varphi_0 = 1$,

$$\varphi_0 = \int_0^{\eta_0} \bar{y}_0(1/2, t) dt$$

$$\left\{ \begin{aligned} & 2Apl\eta_*^7\gamma^3 - \eta_*^4(1 - \eta_*) \left[(1 - \eta_*)^3(4 - \eta_*) - 2Apl(3\eta_*^2 - 7\eta_* + 8) \right] \gamma^2 - \\ & - \eta_*(1 - \eta_*)^3 \left[2(1 - \eta_*)^2(4 - \eta_*)(\eta_*^2 - \eta_* + 2) - 2Apl\eta_*^2(5 - 2\eta_*) \right] \gamma - \\ & - (4 - \eta_*)(1 - \eta_*)^8 = 0, \quad AQt_0 = \frac{3(1 - \eta_*)^2}{\gamma\eta_*^3}. \end{aligned} \right.$$

При заданных параметрах γ и Apl из второго уравнения получаем η_* (рис. 4).

Для $0 \leq \eta < (1 + \sqrt{\gamma})^{-1}$ в начальный момент времени нейтральная ось уже находится в верхнем слое и к моменту разрушения она лишь выше поднимается к верхней границе балки.

Для $(1 + \sqrt{\gamma})^{-1} < \eta < \eta_*$ в начальный момент времени нейтральная ось находится в нижнем слое, но к моменту разрушения она уже располагается в верхнем слое.

Для $\eta_* < \eta < 1$ в начальный момент времени нейтральная ось находится в нижнем слое и к моменту времени разрушения не успевает достичь границы раздела слоев.

Время до разрушения. При значениях параметров (табл. 1), получаем зависимость начального положения нейтральной оси $\bar{y}_0 = \bar{y}_0(\eta, \gamma)$ и по формулам (4) и (5) вычисляем время до разрушения для $0 < \eta < 1$.

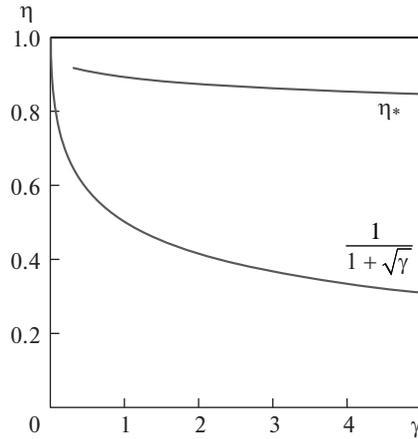


Рис. 4. Границы областей расположения нейтральной оси в момент разрушения при $Apl = 2.8 \times 10^{-4}$.

Для примера на рис. 5 приведены графики зависимости положения нейтральной оси в момент разрушения и соответствующего времени до разрушения при значениях пропорции модулей Юнга слоев $\gamma = E_1/E_2$.

В случае одинаковых слоев, при $\gamma = 1$ обе системы (4) и (5), с учетом замены $2Apl = B\sigma_0(\zeta E)^{-1}$, $AQt = 2(1 + 1/(2n))^n B\sigma_0^n t$ сводятся к системе

$$\begin{cases} \frac{(\bar{y}_0 - 1)^2}{\bar{y}_0^3} = \frac{B\sigma_0}{\zeta E} \left(\frac{1}{(4 - \bar{y}_0)(\bar{y}_0 - 1)^2} - 1 \right), \\ B\sigma_0^n t = 3 \left[2(1 + 1/(2n))^n \right]^{-1} \frac{(\bar{y}_0 - 1)^2}{\bar{y}_0^3}, \\ t = \frac{1}{\zeta \sigma_0^{n-1} E} \left(\frac{1}{(4 - \bar{y}_0)(\bar{y}_0 - 1)^2} - 1 \right). \end{cases}$$

Первое уравнение – это пересечение двух гипербол с переменным коэффициентом. Из второго уравнения итоговой системы мы получаем зависимость константы кине-

Таблица 1. Используемые коэффициенты

Описание	Обозначение	Значение
Безразмерная нагрузка	$p = \frac{P}{2abE_2}$	$p = \frac{5.3 \times 10^3}{2 \times 5 \times 10^{-3} \times 3.8 \times 10^{-3} \times 2 \times 10^{11}} = 7 \times 10^{-4}$
Безразмерная длина	$l = \frac{L}{b}$	$l = \frac{L}{b} = \frac{38 \times 10^{-3}}{3.8 \times 10^{-3}} = 10$
Отношение коэффициентов сопротивления поврежденности и ползучести	$A = \frac{B}{\zeta}$	$A = \frac{B}{\zeta} = 0.04$
Сочетание реологических, геометрических и силовых параметров системы	Apl	2.8×10^{-4}

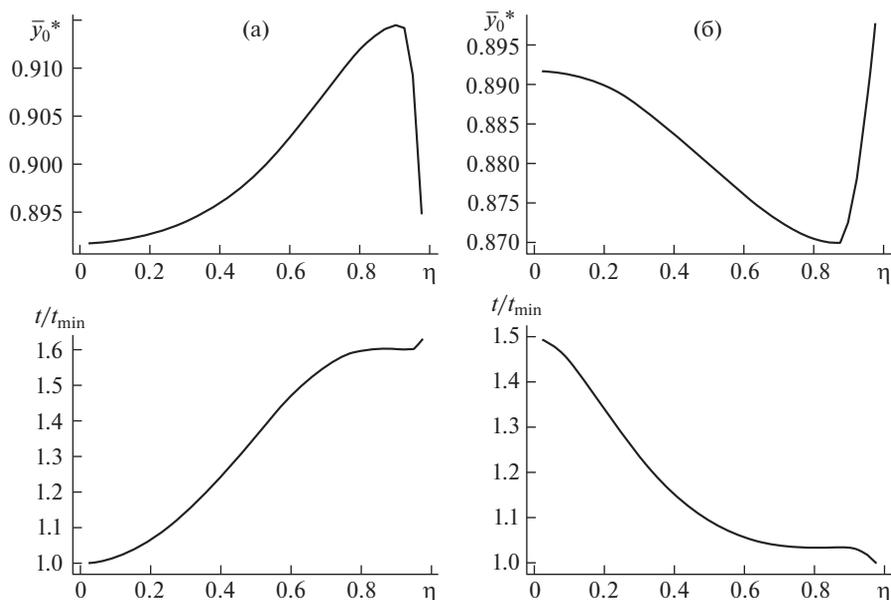


Рис. 5. Положение нейтральной оси в момент разрушения и соответствующее время при $\lambda_i = 1$ для отношений модулей Юнга слоев: (а) – $\gamma = 0.36$; (б) – $\gamma = 2.25$.

тического уравнения от времени до разрушения и положения нейтральной оси в этот момент

$$B = 3 \frac{(\bar{y}_0 - 1)^2}{\bar{y}_0^3} (2(2 + 1/n)^n p^n l^n E^n t)^{-1}.$$

Выводы. В результате анализа полученных данных, мы можем сказать, что время до разрушения существенно зависит от отношения толщин слоев балки и различие времен до разрушения может составлять более 50%. Такой результат может являться дополнительным условием выбора пропорций толщин слоев и соотношения их модулей при проектировании новых двухслойных материалов, получаемых на основе самораспространяющегося высокотемпературного синтеза.

Полученные зависимости максимального растягивающего напряжения от пропорций упругих свойств и толщин слоев будут использованы в анализе данных по хрупкому разрушению эталонных образцов разрабатываемого материала на основе керамических (TiB_2) и интерметаллидных (TiAl_3) слоев.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 22-19-00040, <https://rscf.ru/project/22-19-00040/>, а также при поддержке Междисциплинарной научно-образовательной школы Московского университета “Фундаментальные и прикладные исследования космоса”.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Bazhin P.M., Konstantinov A.S., Chizhikov A.P., Pazniak A.I., Kostitsyna E.V., Prokopets A.D., Stolin A.M.* Laminated cermet composite materials: The main production methods, structural features and properties (review) // *Ceramics Int.* 2021. V. 47. Iss. 2. P. 1513.
2. *Bazhina A., Konstantinov A., Chizhikov A., Bazhin P., Stolin A., Avdeeva V.* Structure and mechanical characteristics of a layered composite material based on TiB/TiAl/Ti // *Ceramics Int.* 2022. V. 48. Iss. 10. P. 14295.
3. *Prokopets A.D., Bazhin P.M., Konstantinov A.S., Chizhikov A.P., Antipov M.S., Avdeeva V.V.* Structural features of layered composite material TiB₂/TiAl/Ti6Al4V obtained by unrestricted SHS-compression // *Materials Letters.* 2021. 130165.
4. *Прокопец А.Д., Константинов А.С., Чижиков А.П., Бажин П.М., Столин А.М.* Закономерности формирования структуры градиентных композиционных материалов на основе МАХ-фазы Ti₃AlC₂ на титане // *Неорганические материалы.* 2020. Т. 56. № 10. С. 1145.
5. *Бажин П.М., Столин А.М., Константинов А.С., Чижиков А.П., Прокопец А.Д., Алымов М.И.* Особенности строения слоистых композиционных материалов на основе боридов титана, полученных методом свободного СВС-сжатия // *Доклады академии наук.* 2019. Т. 488. № 3. С. 263.
6. *Работнов Ю.Н., Милейко С.Т.* Кратковременная ползучесть. М.: Наука, 1970. 224 с.
7. *Локощенко А.М., Печенина Н.Е., Шестериков С.А.* Долговечность цилиндрического бруса при чистом изгибе // *Известия высших учебных заведений. Машиностроение.* 1988. № 9. С. 9.
8. *Kulagin D., Lokoshchenko A.* Analysis of the influence of aggressive environment on creep and creep rupture of rod under pure bending // *Archive of Applied Mechanics.* 2005. V. 74 (8). P. 518.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.791.14

**ВЛИЯНИЕ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ НА СТРУКТУРУ
СВАРНОГО СОЕДИНЕНИЯ СПЛАВА ВЖ178П
ПОСЛЕ РОТАЦИОННОЙ СВАРКИ ТРЕНИЕМ**© 2023 г. Т. Т. Фозилов^{1,2,*}, М. Г. Яковлев^{2,3,**}, А. В. Бабайцев^{1,***}¹*Московский авиационный институт, Москва, Россия*²*Научно-исследовательский институт технологии и организации производства двигателей,
Москва, Россия*³*Московский государственный технологический университет “Станкин”, Москва, Россия***e-mail: fozbourne@yandex.ru****e-mail: maxx81@list.ru*****e-mail: ar77eny@gmail.com*

Поступила в редакцию 10.11.2022 г.

После доработки 05.02.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

В настоящей статье приведены структурные металлографические исследования жаропрочного сплава на основе никеля марки ВЖ178П после ротационной сварки трением на уникальной установке российского производства ПСТИ-400. В ходе проведенного исследования проанализировано воздействие отдельно взятых параметров режимов сварки по отдельности и в совокупности, как на микроструктуру сварного соединения, околошовной зоны и основного материала, так и на показатели микротвердости по Виккерсу в этих областях. После подготовки, сварки и вырезки образцов проведена термическая обработка, результаты которой представлены в настоящей статье соответственно.

Ключевые слова: ротационная сварка трением, микротвердость, кубоиды, зона термомеханического влияния

DOI: 10.31857/S0235711923030045, **EDN:** PQEWWB

В современном авиадвигателестроении постоянно возрастают требования к комплексу эксплуатационных характеристик перспективных двигателей, их деталям и материалам. Сейчас в газотурбостроении широко применяются жаропрочные гранулируемые сплавы на основе никеля. Такие сплавы отличаются высокой плотностью (≥ 8300 кг/м³), что говорит о большом весе любых конструкций, также применение резьбовых соединений в деталях ГТД не является актуальным в виду увеличения массы узлов и двигателей в целом и зоны крепления будут служить концентраторами напряжений, а значит, актуальным становится вопрос о неразъемных сварных соединениях.

Но подобного рода сплавы имеют большой недостаток. Даже применение электронно-лучевой сварки не является оптимальным, поскольку гранулируемые сплавы на основе никеля склонны к трещинообразованию при плавлении [1].

Сварка трением (ротационная и инерционная) при соответствующих параметрах процесса может производить более прочные и бездефектные соединения с более низкими пиковыми температурами и меньшими зонами термического влияния (ЗТВ), чем при сварке плавлением. Поэтому для изготовления валов, роторов и турбин ГТД

из современных материалов перспективно использовать ротационную и инерционную сварку трением [2–9].

Рассматривая проблему более детально, можно сказать, что ротационная сварка трением жаропрочных никелевых сплавов, в сравнении со способами сварки плавлением обладает рядом преимуществ. Основными ее достоинствами являются: низкие значения остаточных напряжений; возможность получения разнородных сварных соединений и материалов, которые отсутствуют при использовании сварки плавлением.

В перспективных газотурбинных двигателях к жаропрочным сплавам на основе никеля предъявляются очень высокие требования, одним из которых является новый сплав ВЖ178П из-за его высоких механических свойств, по заявлениям ВИАМ (σ_B свыше 1400 МПа). Поскольку полуфабрикаты данного сплава получают металлургией гранул, и он склонен к трещинообразованию, был выбран способ сварки заготовок в твердой фазе [10–12].

Также необходимо принять во внимание, что из-за сложнотемпературного химического состава жаропрочных сплавов на основе никеля ключевую роль при достижении требуемых физико-механических свойств играет термическая обработка. При ее проведении не только релаксируются временные напряжения и убираются остаточные напряжения, а также улучшается микроструктура и возрастают эксплуатационные и механические свойства [13].

Результаты исследований. В настоящей статье основной целью термической обработки служит получение упрочняющей γ' -фазы. Благодаря ее распределению и правильному формообразованию (кубоидному) в структуре сплава значительно возрастают механические свойства при высоких температурах.

В ходе исследования был выполнен сравнительный анализ образцов без термической обработки и в результате ее воздействия на новый жаропрочный гранулируемый сплав ВЖ178П после ротационной сварки трением (РСТ) на установке ПСТИ-400.

В рамках исследования были сварены кольца из заготовок ВЖ178П диаметром 200 мм, с толщиной стыкового бурта 10 мм.

После этого из сваренных колец были вырезаны темплеты для металлографических исследований и замеров микротвердости в зонах основного материала, в зоне термомеханического влияния и сварном шве. Затем образец КО-2 был термообработан по режиму закалки.

Образец КО-1 термообработке не подвергался. При исследовании микроструктуры образца установлено следующее: 1) в микроструктуре основного материала (ОМ) γ' -фаза имеет правильную кубоидную форму (рис. 1а).

В виду термического воздействия инерционной сварки трением наблюдается полное, либо частичное растворение упрочняющей фазы в стыковой зоне (ЗТМВ + шов), однако после закалки образца КО-2, были выявлены следующие результаты: 1) микроструктура основного материала однородная и типична относительно предыдущих сварок, в тонкой структуре (рис. 2а) γ' -фаза правильной формы, в остальном (по границам и на стыке с ЗТМВ) аналогична структуре самой ЗТМВ; 2) в зоне термомеханического влияния наблюдается однородность, она достаточно узка (0.8–0.85 мм) и состоит из полиэдрических зерен. В тонкой структуре (рис. 2б) есть частичное растворение γ' -фазы в γ -основе, по границам зерен γ' -фаза сосредоточена крупными и избыточными кусками неправильной формы. Границы между сварным швом и ЗТМВ не выражены, структура между ними бездефектна, а также схожа по форме и выделениям γ' -фазы.

Далее была измерена микротвердость образцов, результаты указаны в табл. 1.

Анализ результатов. Полученные результаты непосредственно связаны с параметрами режимов сварки, поскольку окружная скорость, давление сварки, усилие и удельная энергия в случае с образцом КО-1 значительно выше, чем при сварке КО-2. Сам металл был подвержен более высокому давлению и, вследствие этого, микротвердость

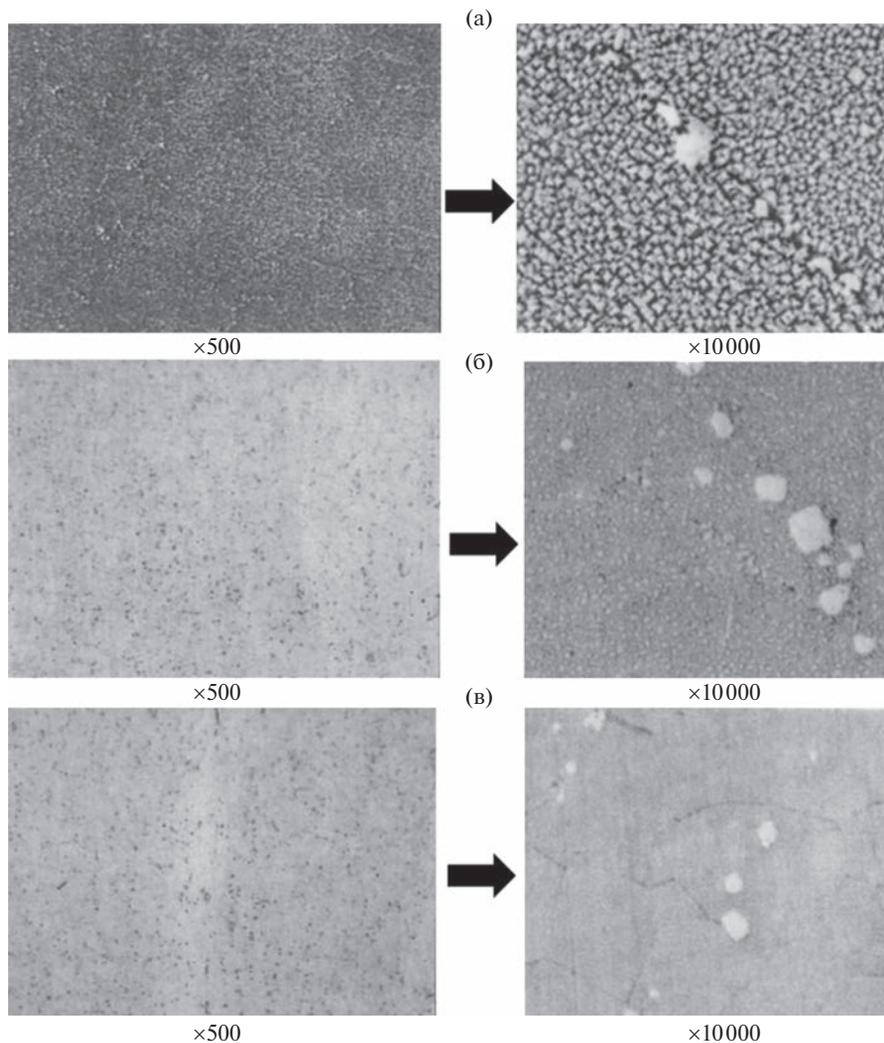


Рис. 1. Микроструктура образца КО-1 из сплава ВЖ178П без ТО после сварки: (а) – зона основного материала; (б) – зона термомеханического влияния–сварной шов; (в) – середина сварного шва.

возросла, поэтому показания между зонами сварного соединения и основного материала так сильно различаются.

В процессе сварки образца КО-2 параметры давления и удельной энергии были на среднем уровне, однако момент инерции почти в 2 раза выше, чем при сварке образца КО-1, за счет чего, предположительно, осадка вышла на 1.2 мм больше. Вероятно, такой характер носит воздействие концентрации момента инерции в зоне контакта и резкой остановки сварочного процесса. Этим также объясняется, что влияние на ЗТМВ не так значительно.

Оборудование. Предсварочная подготовка образцов выполнена на токарном (ТВ-7) и фрезерном (Millstar VMH2200) станках. Сварка проведена на отечественной установке ПСТИ-400, вырезка образцов выполнена на электроэрозионном станке

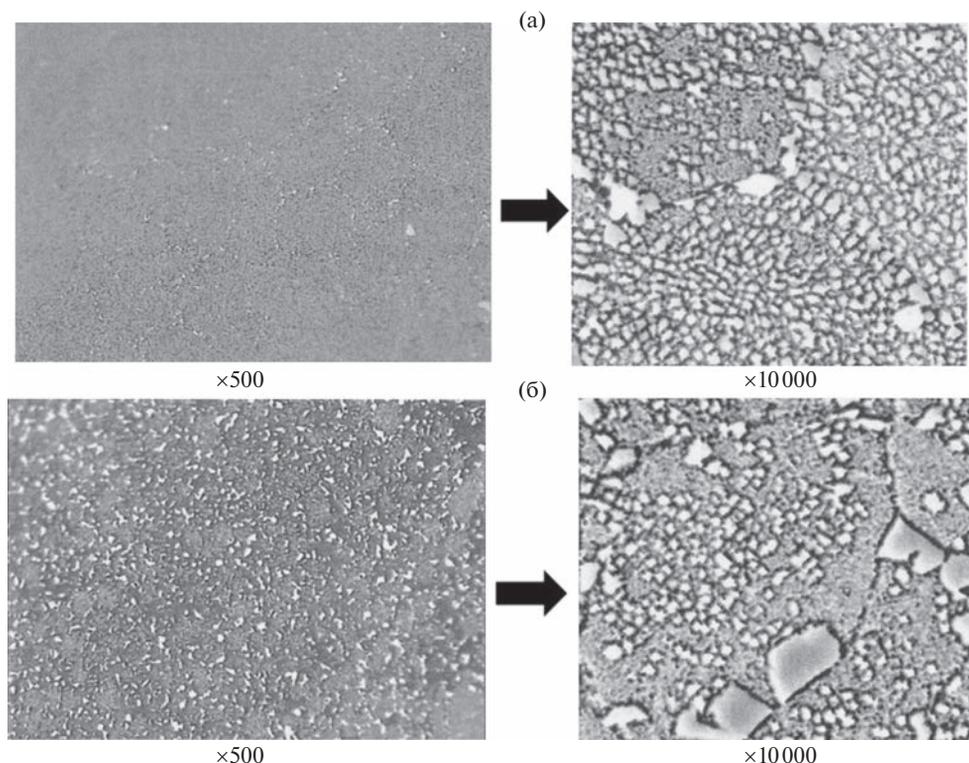


Рис. 2. Микроструктура образца КО-2 из сплава ВЖ178П после сварки и закалки: (а) – зона основного материала; (б) – зона термомеханического влияния (ЗТМВ)–сварной шов.

AMStech CHMER AW. Термическая обработка проводилась в печи с воздушной атмосферой ПКЭ-10. Металлографические исследования проводились на растровом электронном микроскопе FE-SEM Zeiss SUPRA 25.

Выводы. В ходе проведенной научно-исследовательской работы установлено, что возможно получение сварного соединения с отсутствием дефектов в виде непроваров во всех зонах, однако вместе с этим также происходит полное, либо частичное растворение γ -фазы в ЗТМВ и сварном шве до послесварочной термической обработки, а при наличии в этих зонах γ -фазы ее форма в основном сыпобразная и неправильная.

После проведенной термической обработки по режиму закалки получены следующие результаты: 1) структура сварного шва остается бездефектной; 2) выявлена более крупная фракция γ -фазы, что предполагает возможность вторичной упроч-

Таблица 1. Величина осадки и микротвердость различных зон образцов

Шифр образца	Величина осадки, мм	Микротвердость (HV_{cp}), кгс/мм ²		
		сварной шов	ЗТМВ	основной материал
КО-1	4.4	465–479	465–479	383
КО-2	5.6	447–450	397–411	443–451

няющей γ' -фазы именно в сварном шве и ЗТМВ. Отмечается, что выделения упрочняющей фазы в сварном шве после термической обработки также неправильной формы.

Таким образом, благодаря влиянию закалки микроструктура сварного соединения улучшается, но следует провести дальнейшие исследования в данной области для получения правильной формы γ' -фазы и ее равномерного распределения по всей периферии сварного шва.

ФИНАНСИРОВАНИЕ

Работа выполнена с финансовой поддержкой гранта Президента Российской Федерации МК-398.2022.4.

БЛАГОДАРНОСТИ

Особая благодарность выражается директору филиала АО “ОДК” “НИИД” Сергею Петровичу Павлиничу, начальнику лаборатории “Электронно-лучевой сварки” филиала АО “ОДК” “НИИД” Евгению Александровичу Кудрявцеву и директору дирекции института № 9 МАИ (НИУ) Льву Наумовичу Рабинскому.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов сторон.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тайсом Б.С., Соренсен С.Д., Нельсон Т.В.* Прочность при ротационной сварке трением пяти разнородных суперсплавов на основе никеля // Сварочный журнал 100. 2021. № 9. С. 302. <https://doi.org/10.29391/2021.100.027>
2. *Елисеев Ю.С., Масленков С.Б., Гейкин В.А., Поклад В.А.* Технология создания неразъемных соединений при производстве газотурбинных двигателей. М.: Наука и технологии, 2001. 544 с.
3. *Сорокин Л.И.* Свариваемость жаропрочных никелевых сплавов (обзор). Ч. 2 // Сварочное производство. 2004. № 9. С. 3.
4. *Сорокин Л.И.* Образование горячих трещин при сварке жаропрочных никелевых сплавов // Сварочное производство. 2005. № 7. С. 29.
5. *Каблов Е.Н., Ломберг Б.С., Оспенникова О.Г.* Создание современных жаропрочных материалов и технологий их производства для авиационного двигателестроения // Крылья Родины. 2012. № 3–4. С. 34.
6. *Ломберг Б.С., Овсепян С.В., Бакрадзе М.М., Мазалов И.С.* Высокотемпературные жаропрочные никелевые сплавы для деталей газотурбинных двигателей // Авиационные материалы и технологии. 2012. № 5. С. 52.
7. *Egorova O.V., Kurbatov A.S., Rabinskiy L.N., Zhavoronok S.I.* Modeling of the dynamics of plane functionally graded waveguides based on the different formulations of the plate theory of I.N. Vekua type // Mechanics of Advanced and Structures. 2019. V. 28 (5). P. 506. <https://doi.org/10.1080/15376494.2019.1578008>
8. *Lurie S., Rabinskiy L.N., Kriven G.I., Makovskii S.V.* Effective dissipative properties of a whiskered layer in modified fibrous composites with whiskered fibres. December 2020 // Periódico Tchê Química. 2020. Vol. 17. № 36. P. 978. https://doi.org/10.52571/PTQ.v17.n36.2020.993_Periodico36_pgs_978_993.pdf
9. *Babaytsev A.V., Prokofiev M.V., Rabinskiy L.N.* Mechanical properties and microstructure of stainless steel manufactured by selective laser sintering // Nanoscience and Technology: An Int. J. 2017. V. 8. № 4. С. 359.

10. *Huang Z.W., Li H.Y., Preuss M., Karadge M., Bowen P., Bray S., Baxter G.* Inertia Friction Welding Dissimilar Nickel-Based Superalloys Alloy 720Li to IN718 // *Metallurgical and Materials Transactions A*. 2007. V. 38. P. 1608.
<https://doi.org/10.1007/S11661-007-9194-6>
11. *Бычков В.М., Селиванов А.С., Медведев А.Ю., Супов В.А., Большаков Б.О., Гринь Р.Р., Мусин Ф.Ф.* Исследование свариваемости жаропрочного никелевого сплава ЭП742 методом линейной сварки трением // *Вестник УГАТУ*. 2012. Т. 16. № 7 (52). С. 112.
12. *Сухоруков Р.Ю.* Моделирование технологических процессов изготовления осесимметричных деталей газотурбинных двигателей из жаропрочных сплавов методом раскатки в сверхпластических условиях // *Проблемы машиностроения и надежности машин*. 2020. № 2. С. 80.
13. *Бабайцев А.В., Бурцев А.Ю., Рабинский Л.Н., Соляев Ю.О.* Методика приближенной оценки напряжений в толстостенной осесимметричной композитной конструкции // *Труды МАИ*. 2019. № 107. С. 4.

**НАДЕЖНОСТЬ, ПРОЧНОСТЬ, ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ
МАШИН И КОНСТРУКЦИЙ**

УДК 621.892

**МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НАНОРАЗМЕРНЫХ НАПОЛНИТЕЛЕЙ
НА МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬ КОМПОЗИТА
НА ОСНОВЕ ПОЛИЭФИРЭФИРКЕТОНА**© 2023 г. С. Ли¹, Е. Б. Седакова^{2,*}¹Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия²Институт проблем машиноведения РАН (ИПМашРАН), Санкт-Петербург, Россия

*e-mail: elenasedakova2006@yandex.ru

Поступила в редакцию 29.10.2022 г.

После доработки 10.02.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Применен метод молекулярно-динамического моделирования для создания моделей полиэфирэфиркетона и двух его нанокомпозитов, с наполнителями в виде наночастиц меди и с фуллереном. Приведены результаты сравнительных исследований деформационно-прочностных свойств этих материалов посредством моделирования одноосного растяжения при постоянной скорости деформации. Получено, что при наполнении полиэфирэфиркетона фуллереном значение упругости композита снижается приблизительно в 2 раза, а в случае наполнения этой же матрицы наночастицами меди ее величина повышается приблизительно на 30%. При этом средняя величина энергии межмолекулярных связей композита с наночастицами меди в 2.65 раза превышает энергию межмолекулярных связей композита с фуллереном.

Ключевые слова: нанонаполнитель, полиэфирэфиркетон, композит, медь, фуллерен, деформационно-прочностные свойства, износостойкость, метод молекулярной динамики, упругость, энергия межмолекулярных связей

DOI: 10.31857/S0235711923030100, **EDN:** PQLXDX

Одним из перспективных направлений развития машиностроения является создание и применение конструкционных материалов нового поколения с улучшенными физико-механическими свойствами [1, 2]. Результаты исследований последних лет показывают, что к таким материалам можно отнести полимерные композиты, свойства которых позволяют включить их в группу машиностроительных материалов.

Полиэфирэфиркетон (ПЭЭК) один из промышленных пластиков, являющийся полукристаллическим термопластом. ПЭЭК обладает термостойкостью, химической стойкостью, радиационной стойкостью и сравнительно высокой прочностью, благодаря наличию в химической формуле жесткого бензольного кольца, гибкой эфирной связи и карбонильной группе, которая улучшает межмолекулярное взаимодействие в макромолекулярной цепи [3]. Кроме того, ПЭЭК имеет сравнительно высокие температуры плавления и стеклования – 343 и 143°C соответственно. Поэтому верхняя граница температурного диапазона его применения при длительном времени использования может достигать до 250°C [4]. Тем не менее, существует необходимость дальнейшего улучшения характеристик полимерных материалов для возможности их применения в узлах трения машин и механизмов, предназначенных для эксплуатации в экстремальных условиях, включая космические. Одним из распространенных методов повышения износостойкости, прочности, термостойкости и теплопроводности

полимеров, является введение в них различных наполнителей, в том числе и наноразмерных дисперсных. Существует ряд исследований [12–14], в которых показана эффективность применения фуллерена C_{60} , для повышения механических и триботехнических свойств композитов. Авторами феноменологически предлагаются гипотезы, объясняющие повышение износостойкости таких композитов, в связи с возможностью образования сферолитов, действующих по типу роликовых опор для снижения трения, а также с возможным формированием каналов отвода тепла из зоны трения. В [15, 16] исследуются свойства полимерных композитов с наноразмерной медью. Использование такого наполнителя может способствовать увеличению срока службы узлов трения в связи с эффектом положительного влияния атомов меди на повышение антифрикционных свойств с образованием пленок переноса. Однако, по нашему мнению, причины повышения износостойкости нанокомпозитов остаются до конца не изученными.

Целью настоящей статьи является проведение на молекулярном уровне сравнительных исследований влияния наноразмерных дисперсных наполнителей в виде частиц меди и фуллерена на механические свойства и износостойкость композитов на основе ПЭЭК.

Метод исследования и материалы. Метод молекулярно-динамического моделирования является эффективным методом для исследования механических и триботехнических свойств материалов на молекулярном и атомном уровнях. В [7] отмечается, что этот метод можно использовать в качестве дополнительного для обоснования результатов экспериментальных исследований. Для моделирования на атомарном уровне силового поля межмолекулярного взаимодействия материала с конденсированной фазой использовалось силовое поле COMPASSII, которое позволяет достаточно точно прогнозировать поведение широкого спектра молекул в полимерных материалах в случае внешнего воздействия. При этом полная потенциальная энергия модели E рассматривается состоящей из ряда слагаемых [8]

$$E = \sum E^{(b)} + \sum E^{(\theta)} + \sum E^{(\varphi)} + \sum E^{(\gamma)} + E^{(bb')} + \sum E^{(b\theta)} + \sum E^{(b\varphi)} + \sum E^{(b'\varphi)} + \sum E^{(\theta\theta')} + \sum E^{(\theta\varphi)} + \sum E^{(\theta\theta'\varphi)} + \sum E^{(vdw)} + \sum E^{(elec)}, \quad (1)$$

где b и b' – длины двух соседних связей, соответственно; θ и θ' – смежные углы между связями; γ – угол отклонения от плоскости; φ – двугранный угол кручения.

Слагаемые в (1) можно разделить на две категории, а именно, $\sum E^{(b)}$; $\sum E^{(\theta)}$; $\sum E^{(\varphi)}$; $\sum E^{(\gamma)}$ – слагаемые, учитывающие вклад в величину полной потенциальной энергии каждой из составляющих; $\sum E^{(bb')}$; $\sum E^{(b\theta)}$; $\sum E^{(b\varphi)}$; $\sum E^{(b'\varphi)}$; $\sum E^{(\theta\theta')}$; $\sum E^{(\theta\varphi)}$; $\sum E^{(\theta\theta'\varphi)}$ – слагаемые, учитывающие вклад в величину E , вносимые потенциальными энергиями перекрестных связей между составляющими. Энергия сил Ван-дер-Ваальса, $E^{(vdw)}$, представляется суммой отталкивающих и притягивающих членов Леннарда-Джонса [9]. Потенциал электростатической силы $E^{(elec)}$ представляется суммой энергетических взаимодействий между атомами. Энергию межмолекулярного взаимодействия, с учетом потенциалов сил Ван-дер-Ваальса и электростатических сил, можно рассчитать по уравнению [8]

$$\sum \text{nonbond} = \sum \varepsilon_{ij} \left[2 \left(\frac{r_{ij}^0}{r_{ij}} \right)^9 - 3 \left(\frac{r_{ij}^0}{r_{ij}} \right)^6 \right] + \sum \frac{q_i q_j}{4\pi \varepsilon_0 r_{ij}}, \quad (2)$$

где r_{ij} – расстояние между центрами частиц; ε_{ij} – глубина потенциальной ямы; r_{ij}^0 – расстояние, на котором энергия взаимодействия становится равна нулю; ε_0 – элек-

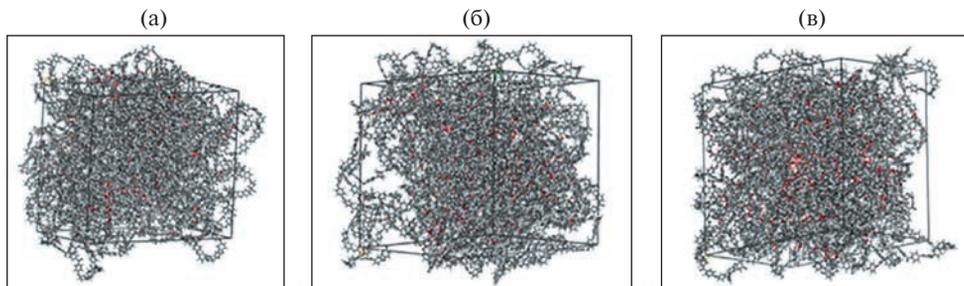


Рис. 1. Визуализация молекулярных моделей, полученных в результате стандартной трехэтапной оптимизации: (а) – ПЭЭК; (б) – ПЭЭК + C_{60} ; (в) – ПЭЭК + Cu.

трическая постоянная; q_i, q_j – заряды атомов, не кратные зарядам электронов, возникающие вследствие того, что атомы одних элементов стремятся притянуть к себе электронную пару ковалентной связи сильнее, чем атомы других элементов. Кроме того, при расчете несвязанного взаимодействия применялось ограничение радиуса взаимодействия до 1.55 нм.

Для исследований прочностных свойств полимерных материалов были построены молекулярные модели ПЭЭК, и его композитов с содержанием нанонаполнителей 5 об. % с помощью компьютерной программы MATERIALS STUDIO. В моделях атомы условно изображены шариками, а валентные связи – стержнями, соединяющими шарики.

В качестве нанонаполнителей в одном композите использовался фуллерен C_{60} , а в другом – наноразмерные частицы меди Cu шарообразной формы со средним диаметром 1 нм. На рис. 1 приведены единичные объемы (ячейки) молекулярных моделей ПЭЭК и его композитов кубической формы с линейным размером ребра 60.81 (Å). Представленные модели получены в результате стандартной трехэтапной оптимизации, характерной для метода молекулярно-динамического моделирования. На первом этапе проводилась оптимизация геометрии рассматриваемых объемов по заданному значению градиента функции с допустимым схождением энергии $1.0E-4$ ккал/моль и допустимым схождением силы 0.005 ккал/моль/Å [9]. Затем, для возможности релаксации структуры материалов при ансамбле NPT , где N – заданное количество атомов в рассматриваемой модели; P – заданное давление; T – заданная температура, моделировался пятицикловый отжиг с повышением температуры от 300 до 700 К в течение 800 пс. После, при этом же ансамбле, проводилась динамическая оптимизация модели в течение 1000 пс при 297 К.

При исследованиях деформационных процессов возникающие напряжения σ в ячейках принято изучать методом определения вириального напряжения, являющегося мерой механического напряжения в атомной шкале для однородных систем и определяемого, по производной от свободной энергии молекулярной системы относительно тензора деформации [10]. Для расчета напряженно-деформированного состояния полимерных композитов был применен метод минимизации постоянной деформации, при котором моделирование деформации проводилось за счет расширения размеров элементарной ячейки в направлении оси X . При этом грани элементарных ячеек были ориентированы перпендикулярно осям правосторонней системы координат. После каждого приращения деформации потенциальная энергия модели, заключенной в ячейку, минимизировалась для возможности релаксации межмолекулярных связей в объеме ячейки. Внешнее давление на гранях элементарной ячейки, перпен-

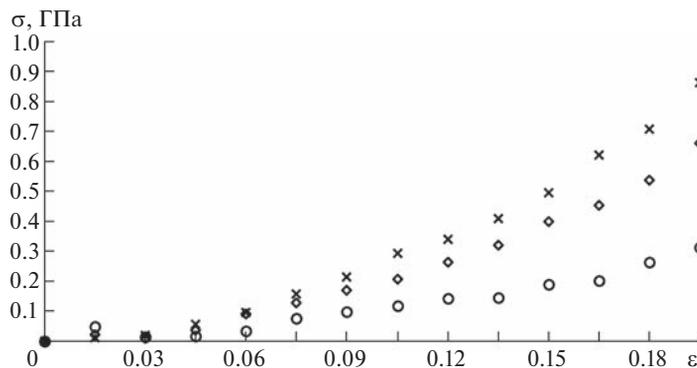


Рис. 2. Значения напряжений в зависимости от относительной деформации, полученные в результате моделирования пошагового приращения деформации одноосного растяжения для исследуемых материалов: × – ПЭЭК + Cu; ○ – ПЭЭК + C₆₀; ◇ – ПЭЭК.

дикулярных осям Y и Z , для контроля поперечных размеров ячейки поддерживалось на уровне значений атмосферного давления.

Результаты исследований. На рис. 2 для ПЭЭК и двух его композитов приведены значения величин напряжений в зависимости от относительной деформации ϵ , полученные в результате моделирования пошагового приращения деформации растяжения.

Величина упругости при одноосном растяжении определялась по данным (рис. 2), в результате усредненных расчетов $\Delta\sigma/\Delta\epsilon$ с шагом 0.015 по оси абсцисс для каждого из исследуемых материалов. Значения упругости (рис. 2) по результатам моделирования одноосного растяжения для исследуемых материалов различны. Для ПЭЭК величина упругости составила 3.39 ГПа, для ПЭЭК + C₆₀ ее значения 1.60 ГПа, а для ПЭЭК + Cu получено значение 4.43 ГПа.

На рис. 3 приведены величины энергий межмолекулярных связей, определенные в результате моделирования одноосного растяжения исследуемых композитов.

При увеличении деформации в рассматриваемых пределах (рис. 3) энергия межмолекулярных связей в композите ПЭЭК + C₆₀ остается практически неизменной, а в композите ПЭЭК + Cu несколько повышается. При этом среднее значение энергии межмолекулярных связей в композите с фуллереном составляет 623 ккал/моль, а в композите с наночастицами меди эта величина существенно выше и достигает значения 1650 ккал/моль.

Обсуждение полученных результатов. Введение наполнителей в ПЭЭК (рис. 2) может приводить, как к снижению, так и к повышению упругости по сравнению с чистым ПЭЭК, для которого в результате моделирования одноосного растяжения получено значение упругости, равное 3.39 ГПа. Это значение, в среднем, соответствует справочным данным модуля упругости ПЭЭК, приведенного в литературных источниках [11]. Сравнительный анализ значений упругости при одноосном растяжении исследуемых материалов показал, что ее величина у композита с фуллереном приблизительно в 2 раз ниже, чем у чистого ПЭЭК, а упругость при одноосном растяжении композита с наночастицами меди приблизительно на 30% выше, чем у ПЭЭК.

Среднее значение энергии межмолекулярных связей в композите с наночастицами меди приблизительно в 2.65 раза выше, чем в композите с фуллереном (рис. 3). По-видимому, введение наночастиц меди в ПЭЭК способствует повышению адгезионной прочности на границе ПЭЭК–наполнитель. Эти результаты хорошо коррелируют

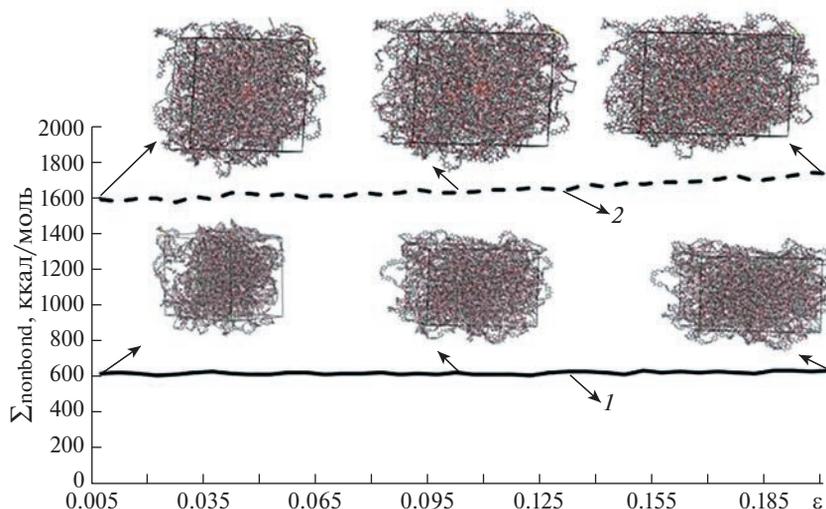


Рис. 3. Величины энергий межмолекулярных связей, определенные в результате моделирования одноосного растяжения исследуемых композитов и результаты визуализации построенных молекулярных моделей композитов на основе ПЭЭК, заключенных в элементарные кубические ячейки на разных этапах одноосного растяжения: 1 – ПЭЭК + C_{60} ; 2 – ПЭЭК + Cu.

с рассчитанными выше величинами упругости при одноосном растяжении рассматриваемых материалов. В [17] отмечается, что повышение механических свойств, в частности модуля упругости, композитов приводит к повышению их износостойкости. Ранее в [10, 11] на примере политетрафторэтилена и его композита Ф4К20 показано, что повышение энергии межмолекулярного взаимодействия в композите по сравнению с исходной матрицей препятствует его поверхностному разрушению и может быть одной из причин повышения износостойкости композита.

Выводы. 1. Получены численные значения упругости при одноосном растяжении нанокompозитов на основе ПЭЭК, причем ее значение для композита с наночастицами меди превосходит более чем в 3 раза значение, полученное для композита с фуллереном. **2.** Одной из причин изменения физико-механических свойств композитов по сравнению с исходной матрицей является изменение величины энергии межмолекулярных связей в присутствии наполнителей. **3.** Показано, что введение наночастиц меди в ПЭЭК приводит к существенному повышению энергии межмолекулярных связей, и, по-видимому, к увеличению износостойкости такого композита.

ФИНАНСИРОВАНИЕ РАБОТЫ

Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства науки и высшего образования Российской Федерации (тема № 121112500318-1).

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кисель Ю.Е., Кравченко И.Н., Купреенко А.И. и др. Влияние прочности компонентов композиционных материалов на их физико-механические свойства // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2021. № 6. С. 43.
2. Лялякин В.П., Аулов В.Ф., Ишков А.В. и др. Свойства износостойких композиционных покрытий, полученных скоростным борированием // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2022. № 2. С. 47.
3. Atkinson J.R., Hay J.N., Jenkins M.J. Enthalpic Relaxation in Semi-crystalline PEEK // Polymer. 2002. V. 43 (3). P. 731.
4. Moby V., Dupagne L., Fouquet V. et al. Mechanical Properties of Fused Deposition Modeling of Polyetheretherketone (PEEK) and Interest for Dental Restorations: A Systematic Review // Materials. 2022. V. 15 (19). P. 6801.
5. Frankland S.J.V., Harik V.M., Odegard G.M et al. The stress strain behavior of polymer nanotube composites from molecular dynamics simulation // Compos. Sci. Technol. 2003. V. 63. P. 1655.
6. Sun H., Jin Z., Yang C. et al. COMPASS II: extended coverage for polymer and drug-like molecule databases // J. Mol. Model. 2016. V. 22 (2). P. 47.
7. Song J., Lei H., Zhao G. Improved mechanical and tribological properties of polytetrafluoroethylene reinforced by carbon nanotubes: A molecular dynamics study // Computational Materials Science. 2019. № 168. P. 131.
8. Arun K., Subramaniyan C.T. Sun. Continuum interpretation of virial stress in molecular simulations // Int. J. of Solids and Structures. 2008. V. 45 (14–15). P. 4340.
9. Najeeb S., Zafar M.S., Khurshid Z., Siddiqui F. Applications of polyetheretherketone (PEEK) in oral implantology and prosthodontics // J. of Prosthodontic Research. 2016. V. 60 (1). P. 12.
10. Лу С., Седакова Е.Б. Применение метода молекулярно-динамического моделирования для анализа износостойкости композита в сравнении с исходной полимерной матрицей // Вопросы материаловедения. 2022. № 1 (109). С. 1.
11. Лу С., Седакова Е.Б. Молекулярное моделирование кинетики поверхностного разрушения полимерных композитов на примере Ф4К20 // Трение и износ. 2022. Т. 43. № 6. С. 612.
12. Гинзбург Б.М., Возняковский А.П., Евлашенко С.И., Тоцильников Д.Г. РФ Патент 2378297. Антифрикционный полимерный материал, 2010.
13. Savagatrup S., Makaram A.S., Burke D.J. et al. Mechanical properties of conjugated polymers and polymer fullerene composites as a function of molecular structure // Advanced Functional Materials. 2014. V. 24 (8). P. 1169.
14. Kim J.H., Noh J., Choi H. et al. Mechanical Properties of Polymer–Fullerene Bulk Heterojunction Films: Role of Nanomorphology of Composite Films // Chemistry of Materials. 2017. V. 29 (9). P. 3954.
15. Molefi J.A., Luyt A.S., Krupa I. Comparison of the influence of copper micro- and nano-particles on the mechanical properties of polyethylene/copper composites // J. of Materials Science. 2010. V. 45 (1). P. 82.
16. Harandi M.H., Alimoradi F., Rowshan G. et al. Morphological and mechanical properties of styrene butadiene rubber/nano copper nanocomposites // Results in physics. 2017. V. 7. P. 338.
17. Песецкий С.С., Богданович С.П., Мышкин Н.К. Триботехнические свойства нанокompозитов, получаемых диспергированием наполнителей в расплавах полимеров // Трение и износ. 2007. Т. 28. № 5. С. 500.

**НОВЫЕ ТЕХНОЛОГИИ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 621.01

**РАЗРАБОТКА НОВЫХ ИНСТРУМЕНТОВ
ДЛЯ ЭНДОСКОПИЧЕСКИХ ХИРУРГИЧЕСКИХ ОПЕРАЦИЙ****© 2023 г. Р. Ф. Ганиев¹, В. А. Глазунов¹, П. С. Глушков²,
С. В. Левин¹, К. А. Шалюхин^{1,*}**¹*Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия*²*Центральная клиническая больница РАН, Москва, Россия***e-mail: constmeister@gmail.com*

Поступила в редакцию 15.02.2022 г.

После доработки 20.01.2023 г.

Принята к публикации 20.01.2023 г.

В статье рассмотрены новые устройства и инструменты для малоинвазивной эндоскопической хирургии, разработанные Институтом машиноведения им. А.А. Благонравова РАН совместно с Центральной клинической больницей Российской академии наук. Представлены экспериментальные образцы устройств и инструментов.

Ключевые слова: хирургические роботы, малоинвазивные операции, эндоскопические инструменты

DOI: 10.31857/S0235711923030057, **EDN:** PQGCAF

Сегодня одним из перспективных направлений в хирургии является проведение малоинвазивных эндоскопических операций [1–4], которые значительно снижают травматичность и ускоряют восстановление после операции, т.к. действия производятся через небольшой прокол. Малоинвазивные эндоскопические операции позволяют существенно снизить кровопотерю и риск инфицирования, что ускоряет выздоровление после операции. При проведении таких операций большие надежды возлагаются на применение специальных роботов и манипуляционных систем, которые при ручном или дистанционном управлении способны стать “ассистентами” хирурга [5, 6].

Разные виды операций сильно отличаются друг от друга по форме и объему рабочей зоны, а также набору используемых приспособлений и инструментов. Для различных операций требуются свои специфические манипуляторы и механизмы [6–9]. Созданы и используются хирургами различные устройства [10]. Наиболее известен хирургический комплекс daVinci Surgical System [11].

Проведение малоинвазивных операций требует наличия специального инструмента и оборудования, которые позволяют хирургу работать в крайне стесненных условиях при ограниченной видимости [12, 13]. Усилия многих разработчиков направлены на совершенствование существующих эндоскопических инструментов и создание новых [14, 15]. Широкое распространение получили простые эндоскопические инструменты, состоящие из управляющей рукояти и длинного тонкого звена, на конце которого закреплен захват, при необходимости заменяемый на лезвие или ножницы. Такие инструменты имеют постоянную ориентацию захвата, что не всегда удобно при проведении операций. Поэтому появились инструменты, которые способны вращаться вокруг своей оси вместе с захваченным объектом при постоянном положении его рукояти.

Более совершенные инструменты могут также иметь изгибающийся участок звена, что позволяет менять ориентацию захвата, например, инструмент “ROTICULATOR” [16]. Дополнительные возможности инструментов облегчают работу хирурга. Однако у существующих инструментов ограниченный угол и скорость изгиба, что связано со способом изгиба при помощи выдвигания из жесткой оболочки предварительно изогнутого троса.

Первым этапом хирургической операции обычно является рассечение тканей для обеспечения доступа хирурга к цели операции. В малоинвазивной хирургии доступ осуществляется через малые разрезы или проколы. Важной задачей в настоящее время является создание механизмов, обеспечивающих постоянное положение прокола. Разработан ряд механизмов, позволяющих сохранять постоянство точки прокола при поворотах инструмента. Такие механизмы создаются на основе параллелограмма [17] или используются круговые направляющие и сферические механизмы [7, 10]. Они обеспечивают поворот инструмента вокруг неподвижной точки ввода, что снижает травматичность операции. Поступательное движение инструмента в таких манипуляторах обычно осуществляется отдельным приводом.

Известны механизмы, позволяющие изогнуть участок инструмента подобно хоботу. Такой “хобот” является многозвенным последовательным манипулятором, имеющим несколько одинаковых звеньев [18]. В существующих конструкциях “хобот” имеет возможность изгиба в двух плоскостях, что несколько повышает его возможности в качестве манипулятора, однако усложняет управление инструментом. Кроме того, величина изгиба в имеющихся инструментах относительно невелика и не превышает 90°. Поэтому актуальной является разработка инструмента с изгибом в одной плоскости, но при значительно больших диапазонах угла изгиба.

Для решения таких задач в ИМАШ РАН совместно с ЦКБ РАН были разработаны манипуляторы и инструменты для проведения эндоскопических операций. В настоящей статье представлены некоторые из них. Необходимо отметить, что рассматриваемые инструменты представлены в виде экспериментальных макетов, позволяющих оценить применимость той или иной схемы для оказания помощи хирургу.

В частности, в ИМАШ РАН разработан инструмент с рабочим органом в виде цепочки из нескольких одинаковых элементов, способный изгибаться в плоскости на значительные углы, обладая хорошей управляемостью. На рис. 1 представлен общий вид инструмента и его захват 1 в положении максимального изгиба. С его помощью можно брать и удерживать хирургическую нить или другой объект. Инструмент также можно оснастить лезвием или ножницами.

Захват расположен на конечном звене изгибающегося многозвенного участка 2 инструмента (рис. 1). Изгибающийся участок, в свою очередь, соединен с начальным звеном 3, закрепленным на управляющей рукояти 4, которая играет в механизме роль основания. На ней также размещены органы управления – рычаг захвата 5 и переключатель изгиба инструмента 6. Рычаг захвата связан тросом с подвижной губкой. Трос управления захватом свободно проходит через все звенья инструмента. При этом для уменьшения влияния изгиба звена на положение захвата трос должен идти через оси поворота звеньев.

Изгиб участка инструмента производится натяжением троса изгиба, также свободно проходящего через все звенья инструмента. Один конец троса закреплен на конечном звене, а другой – на переключателе изгиба 6. При перестановке переключателя на гребенке рукояти он натягивает управляющий трос изгиба, и переключатель фиксируется в выбранном положении в пазу гребенки. Возврат захвата и звеньев в исходное положение производится возвратными пружинами. С помощью органов управления хирург может изменять положение и ориентацию захвата и, соответственно, зажатого объекта.

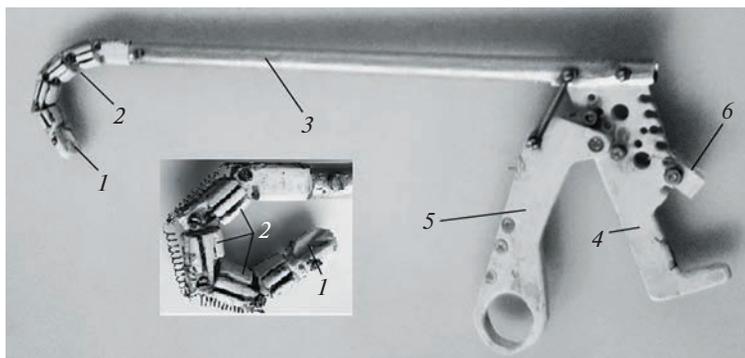


Рис. 1. Инструмент с изгибающимся участком (хобот).

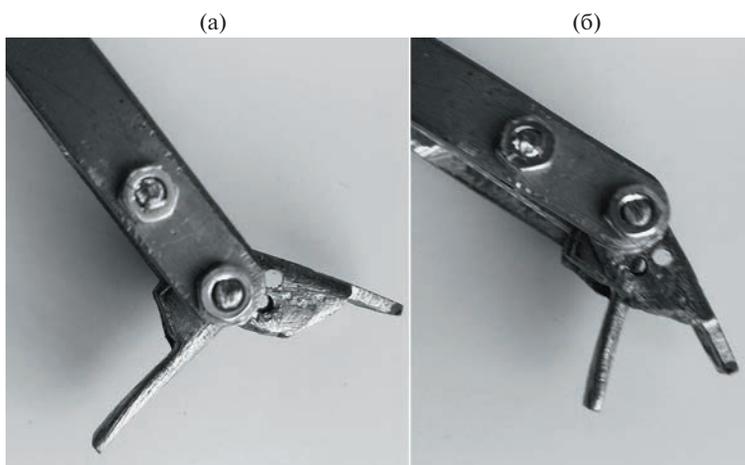


Рис. 2. Инструмент с независимыми губками: (а), (б) – варианты положения губок.

Максимальный изгиб при таком способе управления зависит от геометрии промежуточных звеньев и их количества. Для удобства стерилизации инструмент можно поместить в упругий эластичный чехол, который одновременно способен выполнять функцию разгибающих пружин звеньев.

По предложению ЦКБ РАН в ИМАШ РАН были разработаны инструменты, в которых ось вращения губок захвата перпендикулярна оси инструмента. Такое движение губок позволяет расширить возможности инструмента, поскольку повернутые губки можно использовать как крючок для действий с хирургической нитью. К этой группе относится инструмент с двумя независимыми губками (рис. 2).

Этот инструмент подобен захвату EndoWrist, применяемому в работе daVinci. Губки закреплены на одной оси на конце инструмента и вращаются в диапазоне углов, близком к 360° . При вращении навстречу друг другу они захватывают объект, например, нить. Далее объект перемещается совместным согласованным движением губок. При расположении губок с одной стороны инструмента (рис. 2б), образуется крючок, который можно использовать для зацепления нити.

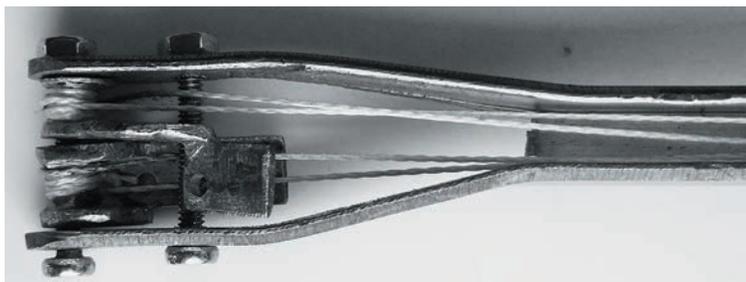


Рис. 3. Инструмент с независимыми губками. Тросы управления.

Губки могут располагаться с обеих сторон инструмента, образуя два крючка для зацепления нити (рис. 2а). Такие дополнительные возможности также облегчают действия с нитью. Если обе губки расположить вдоль оси инструмента, то они не создают препятствия при соскальзывании нити. Подобный инструмент удобен при вязании узлов. Основание-рукоять инструмента содержит два рычага управления, связанных управляющими тросами (рис. 3) с губками захвата.

В ИМАШ РАН также разработаны инструменты с витым участком звена и фиксированным поворотом захвата на 180° и 360° . Такая форма звена и фиксированный поворот захвата облегчают захват нити и вязание узлов, что обеспечивает новым инструментам преимущество перед существовавшими ранее конструкциями. Важной особенностью этих механизмов является возможность фиксации захвата в выбранном положении. На рис. 4 показан первый из разработанных в ИМАШ РАН инструментов такого типа.

На основании-рукояти 1 размещено подвижное выходное звено 2. Оно имеет возможность вращаться вокруг своей оси. На конце звена последовательно закреплены витой участок 3 и захват 4, который имеет неподвижную губку, жестко прикрепленную к винтовому участку и подвижную губку 5. Произвольный поворот звена 2 осуществляется поворотом закрепленного на звене зубчатого колеса 6, которое фиксируется в требуемом положении рычагом фиксации 7, расположенным на рукояти-основании. В этом инструменте фиксированный поворот звена на 180° осуществляется специальным рычагом 8, расположенным на основании. При нажатии рычаг 8 давит на кольцевой выступ 9. Этот кольцевой выступ закреплен на конце трубки с пальцем. Расположенная внутри звена 2 трубка сдвигается назад, при этом палец движется в спиральном пазе 10 звена 2, поворачивая звено и закрепленный на нем захват. Фиксация звена осуществляется специальным рычагом 7, расположенным на основании и зубчатым колесом 6, закрепленным на звене. Эти же элементы используются для произвольного ручного поворота звена. Возврат трубки в исходное положение при отпуске рычага 8 осуществляется возвратной пружиной 11. При возврате не происходит вращения захвата.

Для открывания захвата в качестве возвратной пружины использованы постоянные магниты, закрепленные на губках и имеющие встречное направление полюсов. Для управления захватом предназначен рычаг 12 (рис. 4), шарнирно закрепленный на рукояти-основании. Он связан с подвижной губкой захвата тросом, проходящим через трубчатый винтовой участок 3 и трубчатое выходное звено 2. Закрытие захвата фиксируется расположенной на рукояти гребенкой.

Второй из разработанных в ИМАШ РАН инструментов подобного типа представлен на рис. 5 в двух ракурсах: с верхней и нижней сторон.

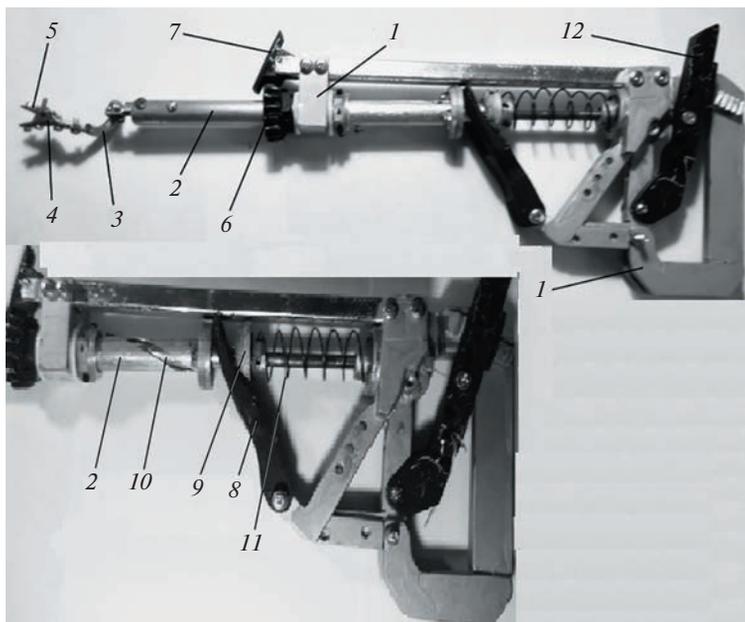


Рис. 4. Инструмент с витым участком звена и фиксированным поворотом на 180°.

В первую очередь инструмент предназначен для оказания помощи хирургу в вязании узлов при ограниченном доступе. Инструмент обеспечивает удержание объекта при повороте захвата, ручное свободное вращение захвата и фиксации его в выбранном положении, поворот захвата на фиксированный угол 360° в одну и другую сторону.

В первую очередь инструмент предназначен для оказания помощи хирургу в вязании узлов при ограниченном доступе. Инструмент обеспечивает удержание объекта при повороте захвата, ручное свободное вращение захвата и фиксации его в выбранном положении, поворот захвата на фиксированный угол 360° в одну и другую сторону.

На рукояти 1, которая играет роль основания, соосно установлены ведущий 2 и ведомый 3 полые валы, каждый из которых установлен на две опоры. Эти валы имеют возможность независимого вращения. На конце ведомого вала 3 закреплен трубчатый витой участок 4 с захватом 5, имеющий неподвижную и подвижную 6 губки. На обеих губках захвата находятся постоянные магниты 7. Они имеют встречно направленные полюса и играют роль пружины раскрытия захвата. Неподвижная губка жестко закреплена на витом участке 4, подвижная губка 6 связана тросами управления, проходящими через оба вала, с рычагом управления захватом 8 и возвратной пружиной 9.

Фиксация рычага захвата в сжатом положении производится защелкой, которая попадает в зубья рычага 8. Освобождение рычага производится вручную. Связь ведущего и ведомого валов осуществляется с помощью переключающей муфты 10, которая вручную перемещается из одного крайнего положения в другое. Более подробно узел переключения режимов показан на рис. 6а. Муфта 10 всегда связана с ведомым валом 3 посредством паза 11 на муфте и гребня 12 на ведомом валу, что позволяет передавать вращение муфты ведомому валу при ее перемещении. В заднем положении шестигранное отверстие муфты надевается на шестигранный участок ведущего вала 13, и она фиксируется на валу постоянными магнитами заднего положения 14, закрепленными на муфте. В этом положении муфта связывает ведущий и ведомый валы и обеспечивает их совместное вращение.

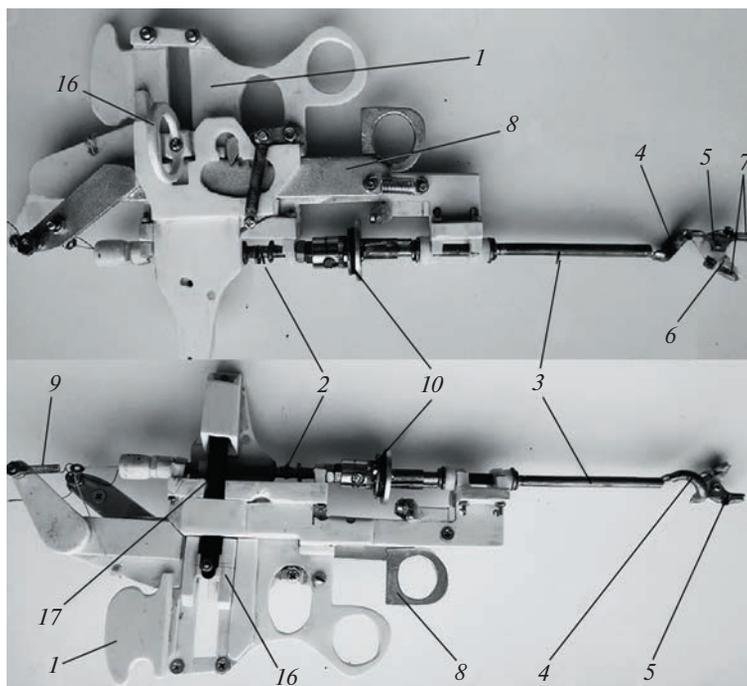


Рис. 5. Инструмент с витым участком звена и поворотом на 360°.

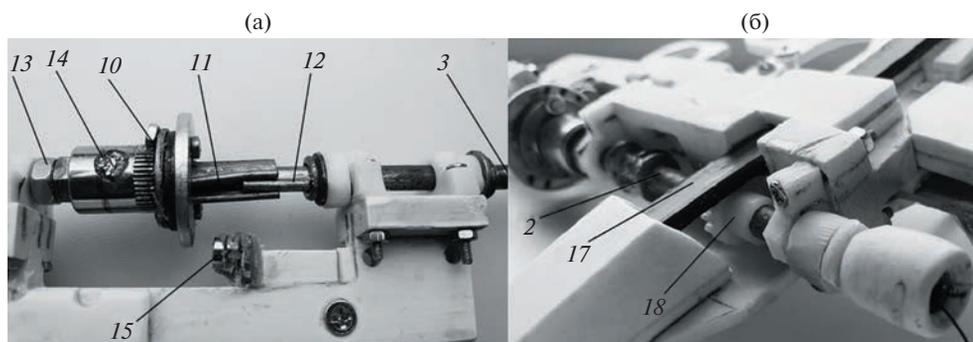


Рис. 6. Узлы инструмента с поворотом на 360°: (а) – узел переключения режимов; (б) – узел поворота ведущего вала.

При перестановке муфты в переднее крайнее положение шестигранный участок ведущего вала выходит из зацепления с шестигранным отверстием муфты, ведомый вал расцепляется с ведущим и может независимо поворачиваться вручную за диск муфты. Поворот ведомого вала ведет к повороту закрепленного на нем захвата.

Фиксация переключающей муфты в переднем положении осуществляется закрепленными на основании постоянными магнитами 15. Эти же магниты осуществляют фиксацию муфты, вала и, соответственно, захвата за счет высокого трения между закрепленными на рукояти-основании магнитами и стальным диском муфты. Фикса-

ция муфты в заднем положении, когда ведущий и ведомый валы связаны, осуществляется постоянными магнитами 14, встроенными в муфту.

Для осуществления фиксированного поворота на 360° в обе стороны предназначен узел поворота ведущего вала, выполненный в виде зубчато-реечного механизма (рис. 6б).

В предыдущем случае для поворота захвата на 180° был использован механизм со спиральным пазом и пальцем. Но в данном случае требуется увеличение длины паза, и, следовательно, размера инструмента. Можно увеличить угол наклона паза, но это приведет к снижению надежности работы инструмента из-за повышенного трения. Поэтому для фиксированного поворота на 360° в обе стороны была выбрана зубчато-реечная передача, которая обеспечивает требуемый угол поворота инструмента и даже позволяет уменьшить его длину. Узел поворота ведущего (рис. 6) содержит подвижную каретку 16 поворота ведущего вала с рукоятью. Каретка с закрепленной на ней зубчатой рейкой 17 может вручную перемещаться в пазах основания. Взаимодействующее с рейкой зубчатое колесо 18 закреплено на ведущем валу 2. Перемещение подвижной каретки из одного крайнего положения в другое соответствует повороту ведущего вала на 360° .

Для поворота ведомого вала и связанного с ним захвата необходимо установить перекрывающую муфту в заднее положение, что обеспечивает связь обоих валов. При этом ручное вращение муфты нежелательно. Закрытие и раскрытие захвата осуществляется рычагом управления захватом 8. При нажатии рычага натяжение троса ведет к перемещению подвижной губки и закрытию захвата. Фиксация рычага управления производится подпружиненной защелкой и зубчатой гребенкой на рычаге 8 захвата, расфиксация производится ручным опусканием защелки. Для возврата подвижной губки 6 в открытое положение используются возвратная пружина 9, связанная с ней тросом, и два закрепленных на губках постоянных магнита 7.

Таким образом, инструмент позволяет захватить объект и зафиксировать его за крепление, обеспечивает поворот захвата на произвольный угол с фиксацией. Также возможен поворот на 360° в обе стороны. Эти дополнительные возможности позволяют облегчить работу хирурга при проведении эндоскопических операций и упростить вязание узлов.

Итак, в настоящей статье представлены новые инструменты, разработанные ИМАШ РАН совместно с ЦКБ РАН для оказания помощи хирургу при проведении операций. Эти инструменты позволяют облегчить выполнение такой распространенной задачи, как завязывание узлов при наложении швов. Разработанные устройства обладают дополнительными свойствами, расширяющими область их применения. В настоящее время разработки находятся на стадии экспериментальных образцов. Сотрудниками ИМАШ РАН при содействии ЦКБ РАН проводится исследование и совершенствование конструкции инструментов.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хирургия малых пространств / Под общей редакцией В.Н. Егиева. М.: Медпрактика-М., 2002. 56 с.
2. Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А., Филиппов Г.С. Актуальные проблемы машиноведения и пути их решения. Волновые и аддитивные технологии, станкостроение, роботхирургия // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2018. № 5. С. 17.
3. Емельянов С.И., Феденко В.В., Матвеев Н.Л. Эндоскопическая хирургия: status praesens и перспективы // Эндоскопическая хирургия. 1995. № 1. С. 9.

4. Глушков П.С., Азимов Р.Х. Пациенту хирургического стационара: просто о сложном. Серия “Библиотека просветителя”. М.: Международный гуманитарный общественный фонд “Знание”, 2020. 228 с.
5. Rosen J., Hannaford B., Satava R.M. Surgical Robotics. Systems Applications and Visions. Springer / Science+Business Media, 2011. 843 p.
6. Rassweiler J., Autorino R., Klein J., Mottrie A. et al. Future of robotic surgery in urology // Robotics and Laparoscopy BJU Int. 2017. V. 120. P. 822.
7. Глазунов В.А., Гаврилина Л.В., Духов А.В., Ковалева Н.Л., Левин С.В. Разработка сферических роботов параллельной структуры для полостных операций // Медицина и высокие технологии. 2017. № 3. С. 62.
8. Гаврилина Л.В., Демидов С.М., Орлов И.А., Шалюхин К.А., Шарапов И.Б., Швец П.А. Разработка роботов параллельной структуры порталного типа для ортопедических операций // Медицина и высокие технологии. 2017. № 3. С. 55.
9. Богданов А.Б., Велиев Е.И., Соколов Е.А., Метелёв А.Ю., Ивкин Е.В., Томилов А.А., Марченко В.В. Сравнительная оценка робот-ассистированной, открытой и лапароскопической резекции почки // Московская медицина. 2018. № 1. С. 51.
10. Велиев Е.И., Ганиев Р.Ф., Глазунов В.А., Филиппов Г.С. Перспективные малоинвазивные роботохирургические комплексы параллельной структуры // Доклады российской академии наук. Физика, технические науки. 2020. Т. 495. С. 84.
11. Robot-daVinci.ru
12. Инструменты и приборы для малоинвазивной хирургии / Под. ред. С.И. Емельянова, И.В. Федорова. СПб.: Человек, 2004. 145 с.
13. Тургунов Е.М., Нурбеков А.А. Хирургические инструменты. Учебное наглядное пособие. Караганда: Карагандинская государственная медицинская академия, 2008.
14. Горячева И.Г., Досаев М.З., Селюцкий Ю.Д. и др. Моделирование лапароскопического зажимного устройства с очувствлением // Мехатроника, автоматизация, управление. 2019. Т. 20. № 4. С. 206.
15. Горячева И.Г., Яковенко А.А. Задачи механики контактных взаимодействий при разработке зажимных медицинских инструментов // В сборнике: Проблемы динамики взаимодействия деформируемых сред. Труды IX международной конференции, 2018. С. 128.
16. <https://evraz-med.ru>
17. Plewicz G., Wojnarowski J. Kinematics of Constant Point Mechanism of Cardiosurgical Telemanipulator // 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, México, 19–25 June, 2011. P. 1.
18. Кузнецов Д.А., Кормин Т.Г., Мосейчук Е.И., Васильев А.Н. Гибкий робот – хобот слона. Современная наука: актуальные вопросы, достижения и инновации // Сб. III Международной научно-практической конференции. Пенза: Наука и Просвещение, 2018. С. 36.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 629.039.58

**СТРУКТУРНАЯ АДАПТАЦИЯ ПРОГРАММЫ КОНТРОЛЯ БЕЗОПАСНОСТИ
ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ СЛОЖНОЙ ТЕХНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ**© 2023 г. А. В. Майструк¹, Е. Ю. Лушпа², М. Н. Ерофеев^{3,*}, В. В. Спиригин²¹Московский политехнический университет, Москва, Россия²Московский авиационный институт, Москва, Россия³Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: erofeevnm@imash.ru

Поступила в редакцию 14.12.2022 г.

После доработки 24.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Представленные в статье подходы к разработке, оценке эффективности и целесообразности проведения контроля, постановки задач и их математические модели позволяют решить проблему синтеза адаптивных программ контроля безопасности технического состояния сложной технической системы.

Ключевые слова: контроль, безопасность, техническое состояние, программа контроля

DOI: 10.31857/S0235711923030112, EDN: PQKUYG

Задачу структурной адаптации программ контроля технического состояния сложной технической системы (СТС), наиболее полно учитывающую целесообразность проведения определенного вида контроля, с одной стороны, и требованиями готовности к применению по назначению, с другой, можно решить на основе показателей достоверности и целесообразности контроля. В этом случае основным критерием оценки качества контроля является достоверность контроля, как показатель степени объективного отображения результатами контроля действительного технического состояния сложной технической системы. То есть другими словами достоверность контроля отражает степень доверия к решениям о состоянии системы, принятым по результатам контроля.

Рассмотрим некоторые подходы к оценке достоверности и целесообразности контроля сложных технических систем.

В качестве показателя достоверности контроля D_k безопасности СТС можно принять показатель, в виде отношения вероятности истинности безопасного технического состояния $P_{bc}^И$ к вероятности принятия решения о допуске проверяемой системы к применению по назначению (т.е. вероятность принятия безошибочного решения), как соответствующей требованиям безопасности, принятого по результатам контроля $P_{bc}^К$ с учетом вероятности появления ошибок первого и второго рода, т.е.

$$D_k = \frac{P_{bc}^И}{P_{bc}^К}.$$

При этом предполагается, что в качестве исходных данных известны следующие независимые параметры контроля: P_0 – вероятность безопасного технического состо-

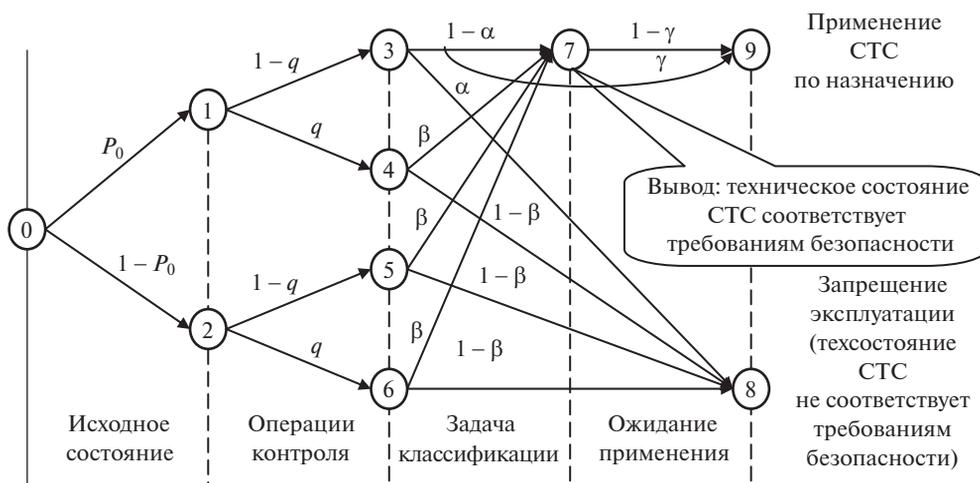


Рис. 1. Граф формирования показателя достоверности контроля.

яния СТС перед началом контроля; q – вероятность возникновения предпосылки к происшествию в процессе контроля, в результате опасного отказа или нарушения технологии обслуживающим персоналом; α – вероятность ошибки первого рода, т.е. вероятность ошибочного принятия решения об опасном техническом состоянии СТС; β – вероятность ошибки второго рода, т.е. вероятность допуска СТС к применению по назначению при наличии предпосылок к происшествиям; γ – вероятность, возникновения предпосылки к происшествиям (опасного отказа) на СТС на интервале времени с момента окончания контроля технического состояния к моменту применения по назначению.

Для анализа всех возможных исходов контроля технического состояния как сложного события удобно использовать “дерево вероятностей” в виде графа [1], в котором опыты (результаты принятых решений в процессе контроля) представлены вершинами, а каждый исход – ребром графа (линией). Вероятность соответствующего исхода указывается около ветви, а возможные исходы и вероятность всего сложного события – в конце каждой ветви.

В соответствии с этим на базе графа (рис. 1), характеризующего техническое состояние СТС и процесс принятия решений можно получить аналитические зависимости для определения показателя достоверности контроля.

Из анализа приведенного графа и логичных рассуждений следует, что вероятность того, что СТС после проведения контроля действительно находится в безопасном состоянии, определяется выражением

$$P_{\text{бс}}^{\text{н}} = P_0(1 - q)(1 - \alpha).$$

Вероятность безопасного состояния СТС при применении по назначению, можно определить с помощью аналитической зависимости

$$P_{\text{бс}}^{\text{нн}} = P_0(1 - q)(1 - \alpha)(1 - \gamma).$$

Вероятность того, что техническое состояние СТС по результатам контроля будет признано безопасным, равна сумме вероятностей положительных исходов при приня-

тии решений с учетом возможных состояний контролируемых систем и ошибок первого и второго рода

$$P_{\text{бс}}^{\text{к}} = P_0 [(1 - q)(1 - \alpha) + q\beta] + (1 - P_0) [(1 - q)\beta + q\beta].$$

После несложных преобразований аналитическая зависимость $P_{\text{бс}}^{\text{к}}$ приобретает вид

$$P_{\text{бс}}^{\text{к}} = (1 - q) [P_0(1 - \alpha) + (1 - P_0)\beta] + q\beta.$$

Тогда согласно определению показатель достоверности контроля можно представить соотношением

$$D_{\text{к}} = \frac{P_{\text{бс}}^{\text{и}}}{P_{\text{бс}}^{\text{к}}} = \frac{P_0(1 - q)(1 - \alpha)}{(1 - q) [P_0(1 - \alpha) + (1 - P_0)\beta] + q\beta}.$$

Значения показателя достоверности контроля безопасности СТС изменяются в пределах от 0 до 1. При этом если вероятность возникновения предпосылки к происшествию в процессе контроля, в результате опасного отказа или нарушения технологии обслуживающим персоналом $q = 1$ или вероятность ошибки первого рода $\alpha = 1$, то $D_{\text{к}} = 0$, что соответствует полной неэффективности или недостоверности результатов контроля. Если же $q = 0$, $\alpha = 0$ и вероятность ошибки второго рода $\beta = 0$, то $D_{\text{к}} = 1$, что указывает на полную достоверность, а значит и эффективность данного вида контроля.

Достоверность контроля технического состояния СТС при совместном применении нескольких методов контроля определяется по формуле

$$D_{\text{к}}^i = 1 - \prod_{j=1}^n (1 - d_{ij}),$$

где d_{ij} — достоверность контроля i -го СТС j -м методом контроля.

Достоверность контроля совокупности СТС при условии независимости результатов контроля будет определяться как произведение показателей достоверности контроля каждого из контролируемых объектов

$$D_{\text{к}}^{\text{ГП}} = \prod_{i=1}^m D_{\text{к}}^i = \prod_{i=1}^m \left[1 - \prod_{j=1}^n (1 - d_{ij}) \right].$$

Однако при разработке адаптивной программы обеспечения безопасности эксплуатации СТС лицу, принимающему решения необходимо иметь информацию о целесообразности проведения того или иного вида контроля.

Очевидно, что в тех случаях, когда контроль вообще не проводится, вероятность безопасного состояния системы равна произведению вероятности ее безопасного состояния в момент времени принятия решения о целесообразности контроля и вероятности безопасного функционирования в последующий период, до применения по назначению. Следовательно, эту величину можно рассматривать как априорную вероятность нахождения СТС в безопасном состоянии при отсутствии контроля

$$P_{\text{бс}}^{\text{бк}} = P_0(1 - \gamma).$$

Следуя логике, что контроль технического состояния СТС проводится с целью повышения уверенности лица, принимающего решение (ЛПР) в том, что на момент применения по назначению контролируемые системы и агрегаты будут находиться в безопасном состоянии, то его целесообразность будет определяться исходя из условия

$$D_{\text{к}}(1 - \gamma) > P_{\text{бс}}^{\text{бк}}.$$

В этом случае, приняв допущение о независимости событий, характеризующих вероятности P_0 , q , α , β , γ , получим аналитическое выражение для показателя целесообразности проведения контроля, которое имеет вид

$$H_{\text{цк}} = \frac{D_{\text{к}}(1 - \gamma)}{P_{\text{бк}}^{\text{бк}}} = \frac{(1 - q)(1 - \alpha)}{(1 - q)[P_0(1 - \alpha) + (1 - P_0)\beta] + q\beta}.$$

Очевидно, что если $H_{\text{цк}} > 1$, то применение данного вида контроля позволяет повысить уверенность (снять неопределенность) в безопасном состоянии систем и агрегатов, а значит его включение в программу обеспечения безопасности эксплуатации СТС, безусловно, целесообразно. При значениях $H_{\text{цк}} < 1$ контроль снижает степень уверенности в безопасности СТС и его проведение является нецелесообразным.

С точки зрения практического применения для оценки целесообразности проведения j -го вида контроля безопасности технического состояния i -й системы, при заданных параметрах α^i , β^j и q^j , весьма полезным и наглядным является график зависимости $H_{\text{цк}}^{ij} = f(P_0^i)$ (рис. 2а).

Из графика видно, что в зависимости от априорной вероятности безопасного состояния СТС к началу контроля, и при заданных значениях α^i , β^j и q^j , которые зависят от применяемых контрольно-измерительных средств, алгоритмов контроля и уровня подготовки обслуживающего персонала, можно выделить две области: область А, где $H_{\text{цк}}^{ij} > 1$ и, следовательно, контроль целесообразен, и область В, где контроль не целесообразен, так как $H_{\text{цк}}^{ij} < 1$. Границей этих областей является значение вероятности безопасного состояния СТС $P_{\text{пр}}^{ij}$, при котором $H_{\text{цк}}^{ij} = 1$. Следовательно, условие целесообразности контроля в зависимости от априорной информации о техническом состоянии системы можно записать в виде неравенства

$$P_0^i < P_{\text{пр}}^{ij} = \frac{(1 - \alpha^j)(1 - q^j) - \beta^j}{(1 - q^j)(1 - \alpha^j - \beta^j)}.$$

В общем случае это условие можно трактовать следующим образом: чем больше вероятность опасного технического состояния систем и агрегатов, тем целесообразнее их контроль перед применением по назначению.

Аналогичные графики можно построить для определения граничных значений других переменных (рис. 2б, в, г). Например, $H_{\text{цк}}^{ij} = f(q^{ij})$ при фиксированных значениях P_0^i , α^j и β^j . При этом условие целесообразности контроля i -й системы (P_0^i), в зависимости от уровня подготовки обслуживающего персонала q^{ij} и параметров j -го вида контроля (α^j , β^j), можно представить в виде

$$q^{ij} < q_{\text{пр}}^{ij} = \frac{(1 - P_0^i)[(1 - \alpha^j) - \beta^j]}{(1 - P_0^i)[(1 - \alpha^j) - \beta^j] + \beta^j}.$$

Однако, для сложных систем с высокой степенью прогнозируемого ущерба, в результате происшествий (аварий, катастроф), показатель целесообразности контроля должен учитывать показатели риска [2]. Так как отказ от контроля может привести к тому, что к эксплуатации будут допущены системы и агрегаты, техническое состояние которых не соответствует требованиям безопасности. При этом в результате происшествий будет нанесен материальный ущерб окружающей среде и не выполнена поставленная задача. С другой стороны, отказ от контроля уменьшает эксплуатационные

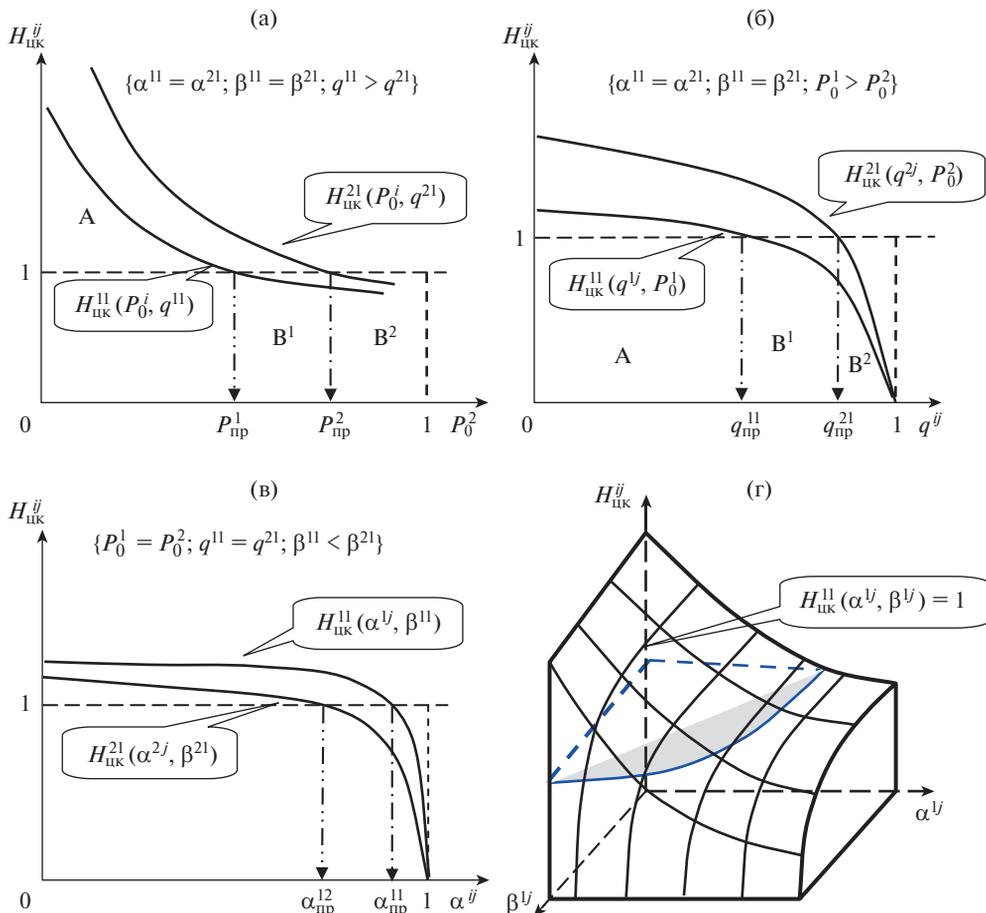


Рис. 2. Графики зависимости $H_{цк}^{ij} = f(P_0^i, \alpha^{ij}, \beta^{ij}, q^{ij})$: (а) – $H_{цк}^{ij} = f(P_0^i)$; (б) – $H_{цк}^{ij} = f(q^{ij})$; (в) – $H_{цк}^{ij} = f(\alpha^{ij})$; (г) – $H_{цк}^{ij} = f(\alpha^{ij}, \beta^{ij})$.

расходы на величину стоимости контроля и повышает готовность систем и агрегатов за счет уменьшения времени подготовки (обслуживания). Увеличение готовности можно оценить некоторым стоимостным эквивалентом.

В этом случае показатель целесообразности контроля можно представить в виде

$$H_{цк}^{ij} = \frac{(1 - P_{бэ}^{ij}) C_{ущ}^i}{C_{к}^{ij} + \Delta C_{ув}^{ij}}, \quad (1)$$

где $P_{бэ}^{ij}$ – вероятность безопасной эксплуатации i -й системы при проведении j -го вида контроля; $C_{ущ}^i$, $C_{к}^{ij}$, $\Delta C_{ув}^{ij}$ – соответственно, стоимость ущерба в результате происшествия, контроля и “упущенной выгоды” из-за дополнительного простоя i -й системы при проведении j -го контроля.

При этом числитель выражения (1) представляет собой не что иное, как показатель риска, т.е. меру опасности, характеризующую как возможность возникновения ущерба, так и его вероятные размеры.

В этом случае если $H_{\text{цк}}^{ij} > 1$, то возможный ущерб, в результате аварий и катастроф, значителен и не окупается уменьшением эксплуатационных расходов и увеличением готовности (стоимости дополнительно выполненных работ) при отказе от контроля. Следовательно, контроль перед применением по назначению экономически целесообразен. Если же $H_{\text{цк}}^{ij} < 1$, то экономически более выгодно данный вид контроля технического состояния систем и агрегатов не проводить.

Исходя из этого можно сделать вывод, что представленные показатели достоверности и целесообразности проведения контроля технического состояния сложных систем можно использовать при синтезе адаптивных программ контроля безопасности эксплуатации СТС [3] только при условии независимости параметров P_0 , α , β , γ и безусловных алгоритмах контроля. То есть в алгоритмах контроля, в которых последовательность элементарных проверок не зависит от предыдущих результатов, так как очередность проверок не имеет существенного значения и определяется в основном техническими возможностями системы (особенностями программы) контроля.

Алгоритмы контроля, в которых результат очередной элементарной проверки анализируется сразу же после ее выполнения и решение о выполнении следующего вида проверки формируется в зависимости от результатов предшествующих проверок, называются условными алгоритмами контроля. При этом множество реализуемых проверок G^* в сочетании с правилами, определяющими порядок их проведения, образуют программу контроля. Выбором различных проверок $\{g_i\} \in G$, характеризующихся своими показателями эффективности и ресурсоемкости, можно в какой-то мере влиять на значения показателя эффективности программы контроля в целом, т.е. обеспечить ее гибкость и целеустремленность за счет оптимизации выбранного множества элементарных проверок. В частности анализ различных методов контроля параметров, определяющих безопасность эксплуатации СТС [4–6], подтверждает целесообразность применения на практике комплексных программ, которые реализуют разные по физической природе методы, что позволяет нивелировать недостатки одного метода, взаимодополнить один метод другим, и, обеспечить, тем самым, принцип “избыточности” при контроле технического состояния систем и агрегатов. Что в целом позволяет повысить достоверность контроля, а значит и безопасность эксплуатации СТС.

В условных алгоритмах контроля, заранее неизвестно, какая из m ветвей адаптивной программы будет реализована в процессе контроля, т.к. система может находиться в любом из m технических состояний с априорной вероятностью $P(z_i)$, где $i = \overline{1, m}$. Другими словами, выбор i -й ветви программы контроля является случайным событием, зависящим от случайности процесса пребывания системы в i -м техническом состоянии. Очевидно, что вероятностью этого события является априорная вероятность $P(z_i)$. Поэтому для оценки достоверности всей условной программы контроля, состоящей из m ветвей (подпрограмм), следует использовать средневзвешенную вероятность $P(E_i/E_i^*)$, получаемую на основании формулы Байеса, как математическое ожидание величины D_i по формуле

$$D = M\{D_i\} = \bar{P}(E_i/E_i^*) = \sum_{i=1}^m P(z_i)P(E_i/E_i^*), \quad (2)$$

где E_i – событие, заключающееся в том, что контролируемая система находится в i -м техническом состоянии (вероятность такого события $P(E_i) = P(z_i)$); E_i^* – событие, за-

ключающееся в том, что в результате проверок по выбранной программе зафиксировано i -е техническое состояние системы (этот результат не вполне достоверен из-за несовершенства средств контроля, т.е. система контроля может зафиксировать i -е техническое состояние, в то время как он фактически находится в другом состоянии).

В физическом смысле вероятность $P(E_i/E_i^*)$ представляет собой апостериорную вероятность i -го технического состояния системы, полученную в результате контроля, при котором реализуется i -я ветвь выбранной программы, т.е. выполняются элементарные проверки, входящие во множество G_i ($i = \overline{1, m}$). При этом естественно, что вероятность $P(E_i/E_i^*)$ зависит от того, какие проверки входят во множество G_i , сколько их и какова их точность.

В качестве ресурсных показателей, связанных с реализацией программы контроля, можно использовать математическое ожидание временных и финансовых затрат на распознавание технического состояния системы по синтезируемой программе

$$\bar{T} = \sum_{i=1}^m P(z_i) \sum_{g_j \in G_i} \tau(g_j), \quad \bar{C} = \sum_{i=1}^m P(z_i) \sum_{g_j \in G_i} c(g_j), \quad (3)$$

где $\tau(g_i)$, $c(g_i)$ – продолжительность и стоимость проверки соответственно.

Под продолжительностью контроля понимается время, затрачиваемое на контроль заданной совокупности параметров в реальных условиях эксплуатации. Время контроля $\hat{\tau}_k$ является случайной величиной и характеризуется плотностью распределения $\varphi_{\hat{\tau}_k}(\tau_k)$. На практике в качестве временного показателя, характеризующего процесс контроля, используется математическое ожидание или среднее время контроля

$$\bar{T}_k = \int_0^{\infty} \tau_k \varphi_{\hat{\tau}_k}(\tau_k) d\tau_k.$$

В свою очередь продолжительность программ контроля зависит от применяемых методов и полноты (глубины) контроля сложных систем. Показатель полноты контроля i -й системы $L_{\text{пк}}^i$ можно определить как отношение контролируемых параметров $L_{\text{к}}$ (элементов структурной схемы безопасности) к общему числу параметров (элементов ССБ) L_{Σ} , определяющих их работоспособность (безопасность)

$$L_{\text{пк}}^i = \frac{L_{\text{к}}}{L_{\Sigma}}.$$

Следовательно, выбором различных проверок $g_i \in G$, можно в какой-то мере влиять на изменение как показателя достоверности условной программы контроля так и на ресурсы требуемые для ее реализации (временные, материальные, стоимостные и т.п.). Если же при этом удалось получить оптимальные значения, то выбранную совокупность проверок можно считать наилучшей.

Оптимизацию процесса контроля по показателям (2) и (3) можно выполнить методом динамического программирования [7, 8]. Идея метода заключается в том, что отыскание точек оптимального решения целевой функции многих переменных заменяют многократным поиском точек экстремума одной переменной или небольшого числа переменных. Для этого необходимо найти такие выражения, которые позволяли бы оценивать эффективность процесса контроля, начинающегося не только с начального информационного состояния Z_0 , но и с любого другого (промежуточного) информационного состояния $S_k \subset Z$. Так как реализация подпрограммы контроля может начинаться с любой проверки $g_i \in G_k$, разрешенной в информационном состоя-

нии $S_k \subset Z$, то соответственно, и показатели S_k – подпрограммы зависят от того, какая проверка будет выполнена. Следовательно, формулу для оценки достоверности S_k подпрограммы можно записать в виде

$$D_k(g_j) = \sum_{\{i: z_i \in S_k\}} P_k(z_i) P_k \left[E_i / E_i^*(g_j) \right],$$

где $P_k \left[E_i / E_i^*(g_j) \right]$ – вероятность правильного определения i -го технического состояния системы по i -й ветви S_k подпрограммы, начинающейся с g_j проверки; $P_k(z_i)$ – вероятность i -го технического состояния системы, уточненная по результатам предыдущих проверок, с помощью которых реализован переход от начального информационного состояния к рассматриваемому состоянию S_k .

С учетом введенных обозначений формулы для оценки средних затрат и времени реализации S_k подпрограммы, начинающейся с g_j проверки, можем записать в виде

$$\bar{C}_k(g_j) = \sum_{z_i \in S_k} P_k(z_i) \sum_{g_j \in G_{ik}} c(g_j),$$

$$\bar{T}_k(g_j) = \sum_{z_i \in S_k} P_k(z_i) \sum_{g_j \in G_{ik}} \tau(g_j),$$

где G_{ik} – множество проверок, составляющих i -ю ветвь S_k подпрограммы.

С помощью представленных формул можно определить оптимальную проверку в любом из рассматриваемых информационных состояний $S_k \subseteq Z$. Так как, согласно принцип оптимальности Беллмана, выбираемая в данном информационном состоянии S_k проверка должна быть оптимальной относительно этого состояния вне зависимости от того, каковы были предшествующие состояние и проверка, выбранная в нем. Такой метод формирования программы контроля технического состояния устанавливает непосредственную зависимость между показателями эффективности и выбираемой на каждом шаге проверкой. При этом сам процесс выбора проверок является рекуррентным, поскольку на каждом шаге выбора используются результаты расчетов, полученные на предыдущих шагах.

Таким образом, процесс формирования адаптивной программы обеспечения безопасности эксплуатации (ПОБЭ) СТС с учетом планов их применения предполагает решение частных задач оптимизации программ контроля технического состояния, по одному из критериев

$$D_k(g_j) = \max_{g_s \in G_k} \{D_k(g_s)\}; \quad \bar{T}_k(g_j) = \min_{g_s \in G_k} \{\bar{T}_k(g_s)\};$$

$$\bar{C}_k(g_j) = \min_{g_s \in G_k} \{\bar{C}_k(g_s)\}.$$

В общем случае, выбор стратегии применения различных методов контроля, как одного из мероприятий по обеспечению безопасности эксплуатации сложных систем, должен основываться на стремлении, с одной стороны, повысить (обеспечить требуемую) достоверность результатов контроля технического состояния (безопасного состояния СТС) и, с другой стороны, снизить затраты (время) на его проведение.

При этом вербальную постановку одной из задач оптимизации можно сформулировать следующим образом: необходимо найти такую программу (стратегию) контроля технического состояния СТС, которая обеспечит требуемый уровень достоверности контроля из условия минимальных суммарных расходов на его реализацию.

Математическая постановка задачи имеет вид

$$C_k(U) \rightarrow \min_U, \quad (4)$$

$$D_k(U) \geq D_k^{\text{TP}}, \quad U \in \{U_{\text{д}}\}, \quad (5)$$

где U – принятая стратегия контроля, которая формирует допустимое множество программ контроля, т.е. устанавливает виды, последовательность и периодичность проведения проверок на множестве контролируемых объектов; D_k^{TP} – требуемое значение достоверности контроля, которое устанавливается исходя из степени опасности сложной системы или ее элементов.

Наряду с критерием минимальной стоимости можно использовать двойственный критерий обеспечения максимальной достоверности контроля

$$D_k(U) \rightarrow \max_U; \quad (6)$$

$$C_k(U) \leq C_k^{\text{выд}}, \quad U \in \{U_{\text{д}}\}, \quad (7)$$

где $C_k^{\text{выд}}$ – выделенные финансовые ресурсы на реализацию программы контроля сложной технической системы.

Математическая постановка задачи минимизации времени контроля технического состояния группы образцов вооружения при ограничениях на суммарную стоимость реализации программы, и достоверность результатов контроля будет иметь вид

$$T_k^{\Sigma}(U) \rightarrow \min_U; \quad D_k^i(U) \geq D_k^{\text{TP}}; \quad (8)$$

$$\sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m C_k^{ij}(U) \leq C_k^{\Sigma}; \quad U \in \{U_{\text{д}}\}, \quad (9)$$

где D_k^{TP} – требуемый уровень достоверности контроля, определяемый исходя из сроков эксплуатации объекта контроля (технического ресурса), ответственности операций и степени опасности задач, решаемых в процессе применения по назначению; C_k^{ij} – средняя стоимость реализации j -й подпрограммы контроля на i -й СТС.

Возможны постановки задачи, когда необходимо минимизировать математическое ожидание от суммы начальной стоимости (величины капитальных вложений в средства контроля) и расходов, связанных с их реализацией (программой обеспечения безопасности СТС), включая стоимость ущерба в результате происшествия из-за неэффективности принятой программы контроля.

В этом случае математическая постановка задачи имеет вид

$$C_k(U) + [1 - P_{\text{БЭ}}(U)]C^y(U) \rightarrow \min_U; \quad (10)$$

$$D_k(U) \geq D_k^{\text{TP}}; \quad U \in \{U_{\text{д}}\}, \quad (11)$$

где $C_k(U) = C_{\text{ск}}(U) + C_{\text{ск}}^{\text{э}}(U)$ – суммарная стоимость средств контроля и эксплуатационных расходов, связанных с их применением; $C^y(U)$ – прогнозируемый ущерб в результате происшествий при реализации выбранной программы контроля безопасности СТС; $Q = [1 - P_{\text{БЭ}}(U)]$ – вероятность происшествия в процессе эксплуатации СТС; $R(U) = [1 - P_{\text{БЭ}}(U)]C^y(U)$ – показатель риска, который представляет собой математическое ожидание ущерба в результате происшествия при эксплуатации сложной системы в соответствии с принятой стратегией контроля.

Представленная модель допускает учет расходов, связанных с диагностированием, профилактикой аварийных отказов, повторными отказами, ремонтом, восстановлением, обучением обслуживающего персонала и т.п.

В то же время отметим, что при учете фактора времени достоверность контроля и его нормативное значение становятся функциями времени, а целевая функция – функционалом от вероятности безопасности эксплуатации СТС $P_{БЭ}(t)$.

Если возникает необходимость различать опасные (аварийные, катастрофические) отказы по степени наносимого ущерба, то задача приобретает вид

$$C_0(U) + \sum_a Q_a(U_a, t) C_a(U_a, t) \rightarrow \min; \quad (12)$$

$$D(U_a, \tau) \geq D_K^{mp}; \quad U \in \{U_{Д}\}; \quad \tau \in [0, T_{Э}], \quad (13)$$

где $Q_a(U_a, t)$ – вероятность возникновения происшествия в результате аварийного отказа; $C_a(U_a, t)$ – стоимость соответствующего ущерба.

В общем случае представленные задачи оптимизации (4)–(13) относятся к классу задач нелинейного программирования [9, 10] и, вообще говоря, являются многоэкстремальными.

Таким образом, одним из направлений обеспечения требуемого уровня безопасности эксплуатации СТС является прогнозирование индивидуальных показателей технического состояния, и принятие упреждающих мер по обеспечению приемлемого (требуемого) значения показателя риска на основе адаптивных программ контроля. При этом программы контроля технического состояния потенциально опасных объектов должны быть индивидуальными и учитывать не только конкретные условия их применения по назначению, но и условия обслуживания, хранения и транспортирования, а также специфические особенности составных частей, зависящие, в частности, как от конкретных условий изготовления, так и от остаточного ресурса.

Заключение. Представленные методические подходы к разработке, оценке эффективности и целесообразности проведения контроля, постановки задач и их математические модели позволяют решить проблему синтеза адаптивных программ контроля безопасности технического состояния СТС путем: **1)** структурно-функциональной оптимизации программ контроля за изменением технического состояния систем и агрегатов; **2)** оценки эффективности отдельных методов контроля и формирования программ с учетом ситуационных целевых требований; **3)** определения оптимального объема контрольно-профилактических и ремонтно-восстановительных работ (мероприятий обеспечения безопасности эксплуатации), а также сроков их проведения с учетом технического состояния контролируемых систем.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Майструк А.В., Лушпа Е.Ю., Разумова Ю.Е.* Граф-модель оптимизации периодичности контроля сложных технических систем менеджментом предприятия на этапе реализации проекта / Под ред. О.В. Таратынова, Е.А. Резчикова // Технология, экономика и организация производства технических систем. Межвузовский сборник трудов М.: МГИУ, 2012.
2. *Рябинин И.А.* Безопасность и математическая логика // Моделирование и анализ безопасности, риска и качества в сложных системах: Труды международной научной школы МА БРК-2003. СПб.: Изд-во СПбГУАП, 2003.
3. *Беркетов Г.А., Блаженков В.В., Кравец Л.И., Оселедец В.И.* Современные математические методы анализа и синтеза сложных систем. Учеб. для вузов / Под ред. В.В. Блаженкова. М.: МО СССР, 1984. 400 с.

4. *Нуриев М.Н., Сейдалиев И.М.* Анализ методов контроля параметров качества намотки в текстильной промышленности, основанных на измерении эксперимента // Бюллетень науки и практики. 2016. № 7 (8). С. 48.
<https://doi.org/10.5281/zenodo.58088>
5. *Равин А.А.* Диагностическое обеспечение судового энергетического оборудования: Дис. ... док. техн. наук. Автореферат. СПб.: С.-Петерб. гос. мор. техн. ун-т, 2016. 22 с.
6. *Severtsev N.A., Thuong N.K.* Methodological approach to the system assessment of the danger and safety of complex technical systems // Science Intensive Technologies. 2021. V. 22. № 5. P. 22 (in Russian).
<https://doi.org/10.18127/j19998465-202105-03>
7. *Izadkhah H.* Problems on Algorithms: A Comprehensive Exercise Book for Students in Software Engineering. Springer, Cham, 2022. P. 401.
https://doi.org/10.1007/978-3-031-17043-0_11
8. *Huang Zh., Ma J., Huang H.* An approximate dynamic programming method for multi-input multi-output nonlinear system // Optimal Control Applications and Methods. 2011. V. 34 (1). P. 80.
<https://doi.org/10.1002/oca.1031>
9. *Ng X.* Non-linear Programming Problems with Constraints and Euler's Methods // Concise Guide to Optimization Models and Methods. Springer, Cham, 2022.
https://doi.org/10.1007/978-3-030-84417-2_2.
10. *Серёда А.-В.И.* Методы решения задач нелинейного программирования: Уч. пособие. Мурманск: Изд-во МГТУ, 2012. 130 с.

**АВТОМАТИЗАЦИЯ И УПРАВЛЕНИЕ
В МАШИНОСТРОЕНИИ**

УДК 621.43

**ОБОСНОВАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ
СТРУЙНОГО МАСЛОСНАБЖЕНИЯ СОПРЯЖЕНИЯ “ЦИЛИНДР–ПОРШЕНЬ”
В БЫСТРОХОДНОМ ЧЕТЫРЕХТАКТНОМ ДВИГАТЕЛЕ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**© 2023 г. С. В. Путинцев¹, С. А. Аникин², С. С. Стрельникова^{3,*}¹Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия²Военная академия воздушно-космической обороны им. Г.К. Жукова, Тверь, Россия³Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: sofya.s.strelnikova@yandex.ru

Поступила в редакцию 09.11.2022 г.

После доработки 08.02.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

В статье дано научное обоснование метода расчета и моделирования одного из малоизученных аспектов маслоснабжения, а именно: струйной подачи моторного масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника коленчатого вала в сопряжение “цилиндр–поршень” быстроходного четырехтактного дизеля универсального назначения. Результатом моделирования явились представленные в настоящей статье визуализация траектории и зон попадания масла на поверхности трения деталей цилиндропоршневой группы, а также количественная оценка объемов масла в этих зонах и пространстве картера. Метод моделирования и результаты его применения могут представлять как научный, так и практический интерес для специалистов в области проектирования систем смазки и обеспечения надежности поршневых машин.

Ключевые слова: трение, смазка, маслоснабжение, шатунный подшипник, дизельный двигатель, численное моделирование

DOI: 10.31857/S023571192303015X, **EDN:** PQUTRI

Гарантированное и рационально организованное маслоснабжение, рассматриваемое как совокупность способов и технических решений, обеспечивающих подвод смазочного материала к зонам трения и изнашивания деталей, является непременным условием энергоэкономичной и надежной работы машин, принцип действия которых не основан на трении. Сказанное в полной мере относится к двигателям внутреннего сгорания (ДВС), наиболее энергоемким сопряжениям которых является цилиндропоршневая группа (ЦПГ) вообще и сопряжение “цилиндр–поршень”, в особенности. Известно, что потери на трение в ЦПГ вносят наибольший вклад в общие механические потери быстроходных поршневых двигателей [1, 2]. Причиной количественного преобладания механических потерь в этой группе деталей является несовершенство маслоснабжения последних, осуществляемое в меньшей степени за счет масляного тумана, а в большей степени путем выброса масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника [3, 4]. Несовершенство подачи масла за счет разбрызгивания связано со спецификой конструкции и кинематики традиционного кривошипно-шатунного механизма (КШМ). Даже визуально прогнозируемая траектория полета единичной масляной струи под действием давления масла в зазоре шатунного подшипника и центро-

бежных сил инерции при вращения кривошипа показывает, что масляные струи должны попадать в основном на одну из двух противоположащих в плоскости качания шатуна сторон внутренней поверхности цилиндра (так называемую ненагруженную сторону) цилиндра, оставляя другую (нагруженную) сторону в состоянии дефицита смазки. Эта аномалия подачи масла была обнаружена путем прямых измерений количества масла, удаляемого поршневыми кольцами со стенок цилиндра в режиме прокручивания поршневого двигателя от внешнего источника, т.е. в условиях равной нагрузки на левую и правую стороны стенки цилиндра в плоскости качания шатуна [5]. Косвенное свидетельство такого несовершенства маслоснабжения деталей ЦПГ, проявляющееся в асимметрии, или, точнее, в несоответствии количества подаваемого в цилиндр масла характеру и уровню нагружения сторон цилиндра боковой силой поршня, часто наблюдается в эксплуатации поршневых двигателей в виде разницы интенсивности износа противоположных стороны цилиндра и юбки поршня в плоскости качания шатуна [6–8].

Случаи повреждения от износа и заедания юбок поршней, “сухая” поверхность трения цилиндров, появление цвета побежалости на поршневом пальце, обнаруживаемые после разборки и осмотра вышедших из строя деталей ЦПГ [9], указывают на нерешенную проблему масляного голодания и необходимость более пристального изучения процесса подачи масла на трущиеся поверхности деталей. После выявления ограничений экспериментальных методов визуализации подачи масла к деталям ЦПГ в условиях высокой скорости вращения [5] выбор был сделан в пользу метода математического моделирования рассматриваемого процесса.

Из всех источников (или способов) подачи моторного масла на поверхности трения деталей ЦПГ в быстроходных четырехтактных поршневых двигателях [2], а именно: 1 – конденсации капель масла из масляного тумана; 2 – разбрызгивания масла с помощью ковша, расположенного на крышке шатунного подшипника; 3 – инерционно-го сброса масла с внутренней поверхности днища поршня, когда последний останавливается в нижней мертвой точке (НМТ); 4 – подачи масляной струи из специального канала в стержне шатуна; 5 – разбрызгивания масла из зазоров неподвижного коренного подшипника вращающимися поверхностями щек и противовесов кривошипа коленчатого вала и, наконец; 6 – выброса масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника, в этой статье рассматривается только последний из шести вышеперечисленных источников маслоснабжения ЦПГ. Такой выбор обусловлен, во-первых, гарантированным наличием этого источника подачи масла в любой конструкции поршневого двигателя с традиционным КШМ, чего нельзя сказать, например, об источниках 2–4; во-вторых, этот выбор оправдан наибольшим (особенно по сравнению с первым источником) вкладом выброса масляных струй из зазора вращающегося шатунного подшипника в подачу масла к основным трущимся поверхностям деталей ЦПГ, что непосредственно следует из простого анализа геометрических соотношений в КШМ, указывающего на: 1) максимальную близость верхнего полукруга орбиты центральной оси шатунной шейки к поверхностям трения цилиндра и поршня; 2) пересечение траекториями масляных струй в плоскости качания шатуна зоны внутренней поверхности цилиндра, воспринимающей боковую силу поршня, что не очевидно в случае источника 5.

В результате экспериментов на макетной установке, созданной на базе малоразмерного быстроходного дизеля с оптически прозрачным цилиндром и позволяющей за счет этого визуально наблюдать образование струи в зазорах и специальных каналах подачи масла системы смазки, обнаружено, что одиночная струя масла выбрасывается из точки максимального зазора, возникающего в результате смещения шейки вала под действием приложенной внешней нагрузки.

Задача расчетного определения координаты этой точки поставлена и решена в настоящей статье в первом приближении на основе применения положений механики

твердого тела, а во втором приближении – путем уточнения полученного решения с использованием положений гидродинамической теории смазки. Найденный таким образом массив координат точки выброса масляной струи для рабочего цикла четырехтактного поршневого двигателя позволил на основе использования разработанных математических моделей рассчитать не только траекторию, но и количество масла, попадающего со струей в характерные зоны трения ЦПГ, включая области, нуждающиеся в смазке для минимизации трения, износа и снижения риска задира. Результаты численного моделирования процесса струйной подачи масла, полученные для входных данных одноцилиндрового быстроходного четырехтактного дизеля, подтвердили экспериментально наблюдаемую аномалию подачи масла в цилиндр, которая заключается в том, что на нагруженную внутреннюю сторону (полуповерхность) цилиндра поступает значительно меньше масла, чем на противоположащую ненагруженную сторону. Исследование дало возможность впервые оценить с помощью расчета количественные соотношения объемов масла, попадающего в основные зоны трения и изнашивания деталей ЦПГ. Применение разработанной компьютерной программы моделирования процесса струйной подачи масла к деталям ЦПГ позволяет получать информацию о влиянии на этот процесс большого числа факторов, включая вязкость и температуру масла, скоростной и нагрузочный режимы работы двигателя, конструкцию его ЦПГ и КШМ, что открывает дополнительные возможности повышения топливной экономичности и надежности двигателя.

Цель настоящего исследования состояла в определении количества (объема) масла, попавшего за время рабочего цикла в основные зоны трения и изнашивания деталей ЦПГ за счет доминирующего источника маслоснабжения этой группы деталей – выброса масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника.

Задачи, решаемые для достижения поставленной цели: **1.** Составление и решение уравнений механики твердого тела для определения угловой координаты точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника; **2.** Разработка математической модели, описывающей траекторию полета струи масла от точки выброса до точки омывания поверхности трения детали; **3.** Создание компьютерной программы, реализующей математическую модель по п. 2 и проведение с ее помощью моделирования процесса струйного маслоснабжения деталей ЦПГ быстроходного ДВС.

Методы решения задач. Решение задачи 1 было разделено на два этапа (или два приближения): этап 1 – получение математического выражения для угловой координаты точки выброса масляной струи из зазора вращающегося шатунного подшипника без учета влияния гидродинамических сил на положение вала относительно опоры в шатунном подшипнике; этап 2 – корректировка решения, полученного на этапе 1, на основе учета влияния гидродинамической реакции слоя масла в зазоре на положение вала в шатунном подшипнике.

Этап 1. Решение было получено в результате применения положений механики твердого тела к расчетной схеме традиционного КШМ (рис. 1)

$$\gamma = \arctg \frac{Q^y}{Q^x}, \quad (1)$$

где γ – угловая координата точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника; Q^x , Q^y – проекции действующей на шатунную шейку силы Q на соответствующие оси координатной системы XOY .

Этап 2. На этом этапе были уточнены значения угловой координаты (1), с помощью учета влияния гидродинамической реакции W , приложенной к шейке вала со стороны масляного слоя в зазоре шатунного подшипника и уравновешивающей внешнюю нагрузку Q (рис. 1). Влияние гидродинамической реакции W заключается в том, что она вызывает дополнительное угловое смещение точки максимального зазора в направле-

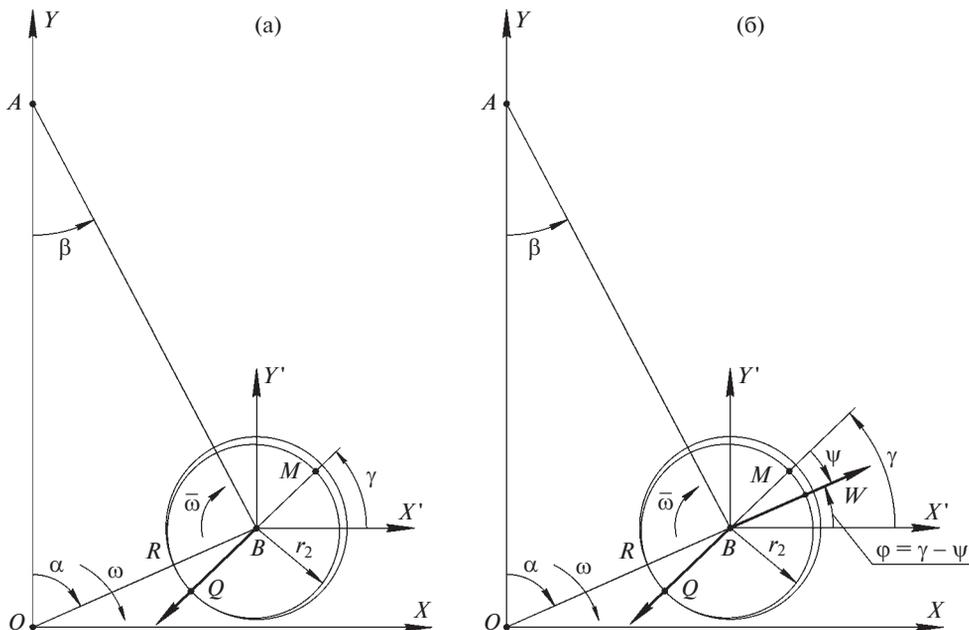


Рис. 1. Угловая координата точки выброса струи масла из зазора вращающегося шатунного подшипника: (а) – без учета (угол γ); (б) – с учетом (угол φ) гидродинамики.

нии вращения вала на угол ψ , называемый углом нагрузки (рис. 1). В результате этого углового смещения место истечения масляной струи переходит из точки M в точку N , которая характеризуется угловой координатой $\varphi = \gamma - \psi$.

Расчетное определение угла нагрузки ψ было получено на основе использования готовых выражений для тангенса этого угла, представленных в главе “Радиальные подшипники” работы [10] отдельно для решения Рейнольдса (модель бесконечно длинного подшипника) и решения Мичелла (модель бесконечно короткого подшипника) – выражения (2) и (3) соответственно

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2(1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}} [\sin \xi - (\pi + \xi) \cos \xi]}{\varepsilon (1 + \cos \xi)^2}; \quad (2)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\pi (1 - \varepsilon^2)^{\frac{1}{2}}}{4 \varepsilon}, \quad (3)$$

где ε – относительный эксцентриситет радиального подшипника; ξ – зависящий от ε безразмерный параметр в модели бесконечно длинного подшипника, принимающий согласно [10] значения от 0.887 до 1.352.

Численные выражения величин ε и ξ находили из представленных в работе [10] табличных массивов этих параметров на основе известных, определенных в ходе динамического расчета значений внешней нагрузки Q , а также решения уравнений гидроди-

намического равновесия шатунной шейки на слое масла в зазоре шатунного подшипника согласно первой и второй модели – выражения (4) и (5) соответственно

$$Q = \frac{6\mu\nu r^2 l}{c^2} W^*; \quad (4)$$

$$Q = \frac{\mu\nu l^3}{c^2} W^*, \quad (5)$$

где μ – динамическая вязкость моторного масла; ν – линейная скорость вращения шатунной шейки; l , r – осевая длина и радиус шатунной шейки соответственно; c – радиальный зазор сопряжения “шатунная шейка–вкладыши кривошипной головки шатуна”; W^* – относительная (безразмерная) функция гидродинамической реакции слоя масла в зазоре шатунного подшипника, определяемая согласно [10] для моделей бесконечно длинного и узкого подшипников зависимостями (6) и (7) соответственно

$$W^* = \frac{\varepsilon(1 + \cos \xi)^2}{2(1 - \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \xi)} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \psi}; \quad (6)$$

$$W^* = \frac{\pi}{4} \frac{\varepsilon}{(1 - \varepsilon^2)^2} \left[\left(\frac{16}{\pi} - 1 \right) \varepsilon^2 + 1 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (7)$$

Линейная скорость вращения шатунной шейки относительно кривошипной головки шатуна v , входящая в числитель правых частей уравнений равновесия (4) и (5), отличается от таковой для кривошипа и зависит от угловой скорости вращения коленчатого вала двигателя ω , радиуса шатунной шейки r , угла поворота коленчатого вала (ПКВ) α и постоянной КШМ λ , равной отношению радиуса кривошипа R к длине шатуна L (рис. 1), определяясь формулой

$$v = \omega \left(1 + \frac{\lambda \cos \alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha}} \right) r.$$

Решение задачи 2 базировали на расчетной схеме (рис. 2), позволяющей определять вектор скорости движения струи масла v_o , выбрасываемой из зазора вращающегося шатунного подшипника, с помощью выражений для компонентов (векторов) скорости v_p и v_c , обусловленных соответственно давлением масла и вращением шатунной шейки

$$\vec{v}_o = \vec{v}_p + \vec{v}_c; \quad \vec{v}_p = \sqrt{\frac{2p}{\rho}}; \quad \vec{v}_c = \frac{M_{i-1} - M_i}{\Delta T},$$

где p – давление масла, создаваемое масляным насосом; ρ – плотность масла; $(M_{i-1} - M_i)$ – кратчайшее расстояние между предыдущим и текущим положением точки M на i -м шаге вычисления по углу α ПКВ; ΔT – время перемещения точки M из положения M_{i-1} в положение M_i .

Для решения задачи 3 струя моторного масла, выбрасываемая из точки максимального зазора вращающегося шатунного подшипника M , была представлена набором математических точек, совершающих сложное движение в плоскости, касательной к торцовой поверхности кривошипной головки шатуна и параллельной плоскости его качания (рис. 3).

В рамках этой модели струя была разделена на условные порции в соответствии с шагом расчета по времени (углу α ПКВ). Каждая математическая точка в наборе пред-

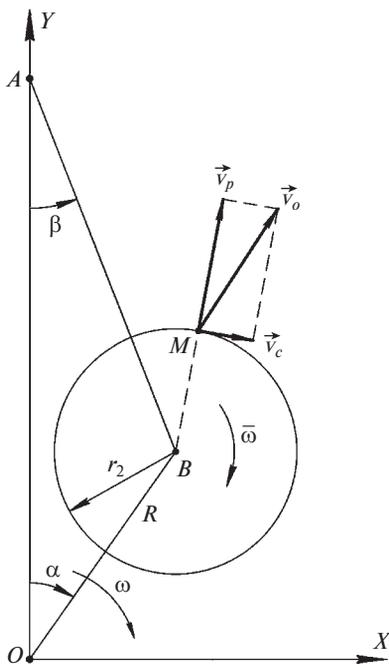


Рис. 2. Расчетная схема к определению скорости движения струи масла.

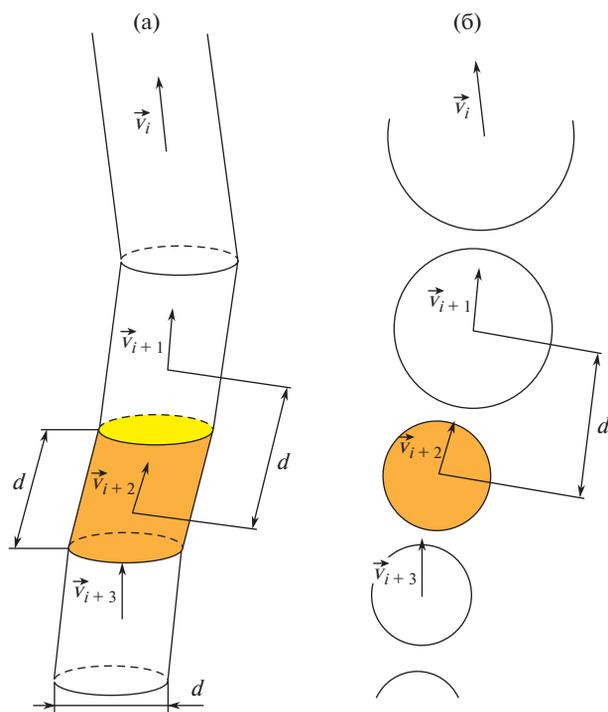


Рис. 3. Модель набора математических точек, используемая для оценки количественных (а) и визуальных (б) характеристик струи масла.

ставляла собой элементарную часть струи, соизмеримую по размеру с диаметром отверстия d , вписываемого в максимальный зазор шатунного подшипника (рис. 3).

Объем элементарной порции масла, образовавшейся за период времени ΔT , определялся как

$$V_e = S v_o \Delta T,$$

где S – площадь сечения, через которое вытекает масляная струя.

Общий объем масла в струе V находили путем умножения объема элементарной порции масла на количество порций в струе. Поскольку на каждом шаге расчета объем элементарной порции масла мог быть разным, постольку для наглядности и дополнительной информации было решено визуализировать масляную струю в виде кругов разного диаметра, размер которых пропорционален объему масляной порции (рис. 3).

Поверхности трения ЦПГ и КШМ, на которые потенциально могла попадать масляная струя, были разделены на восемь характерных зон: 1 – нагруженная сторона цилиндра (Н); 2 – ненагруженная сторона цилиндра (НН); 3 – внутренняя поверхность юбки поршня на нагруженной стороне цилиндра; 4 – внутренняя поверхность юбки поршня на ненагруженной стороне цилиндра; 5 – внутренняя поверхность головки поршня; 6 – поршневой палец; 7 – картер; 8 – внутреннее пространство картера. Объем масла, попавшего в каждую из этих зон, определялся отдельно для каждого такта и в целом для полного рабочего цикла четырехтактного ДВС.

Описанные положения и расчетные модели составили математическую основу разработанной и отлаженной в ходе настоящего исследования компьютерной программы CSJet (Crank Shaft Jet – струя масла из коленчатого вала), которая позволяет выполнять численное моделирование процесса струйной подачи масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника к деталям ЦПГ.

Результаты моделирования. Обсуждение. Задача моделирования состояла в определении количества (объема) моторного масла, попавшего в восемь характерных зон трения, износа и охлаждения ЦПГ за счет выброса струй масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника. Объектом исследования выступал быстроходный четырехтактный дизель универсального назначения 1Ч 8.5/8.0, основные технические характеристики и показатели которого даны в табл. 1.

В качестве расчетного режима была выбрана работа дизеля на постоянных мощности и частоте вращения (7 кВт и 3000 мин⁻¹ соответственно) при использовании последнего в качестве силового агрегата электрогенератора переменного тока.

Результаты моделирования показали, что подавляющая часть (до 86%) общего объема масла, выброшенного за время рабочего цикла из зазоров вращающегося шатунного подшипника (рис. 4), попадает на внутреннюю поверхность стенок картера двигателя и, таким образом, напрямую в маслоснабжении трущихся деталей ЦПГ не участвует.

Косвенное участие этого объема масла, а также объема масла, не успевшего достичь поверхностей деталей ЦПГ и КШМ (округленно 8%), в смазывании движущихся сопряжений может проявляться лишь в формировании масляного тумана после факта соударения струй масла о неподвижную поверхность той или иной детали. Непосредственно в зоны трущихся сопряжений ЦПГ “юбка поршня–цилиндр” и “поршневой палец–втулка поршневой головки шатуна” поступает весьма незначительная доля (около 5%) общего объема вылетающих из вращающегося шатунного подшипника струй масла. Немногим более 1% масла достигает со струей внутренних поверхностей стенок головки и юбки поршня, участвуя в его охлаждении.

Результаты расчета в режиме “Такт за тактом” показали, что масло, выбрасываемое из зазоров вращающегося шатунного подшипника, попадает в зоны деталей ЦПГ только в течение двух тактов рабочего цикла, а именно: на такте “Выпуск” и такте “Впуск”, когда сектор окружности шатунной шейки, охватывающий точки выброса

Таблица 1. Технические характеристики (входные данные) к расчету процесса струйной подачи масла в ЦПГ дизеля 1Ч 8.5/8.0

Наименование	Значение
Частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	3000
Давление масла, бар	4
Температура масла, °С	80
Плотность масла при 20°С, кг/м ³	890
Кинематическая вязкость масла при 100°С, сСт	10
Масса поршня, кг	0.813
Масса шатуна, кг	0.987
Радиус кривошипа, мм	40
Длина шатуна, мм	136
Диаметр поршня, мм	85
Ход поршня, мм	80
Длина цилиндра, мм	153
Диаметр шатунной шейки, мм	50
Длина шатунной шейки, мм	21
Диаметральный зазор сопряжения “шатунная шейка–вкладыши”, мм	0.025

Таблица 2. Результат расчета объемов масла в зонах 1–8 ЦПГ и КШМ в конце каждого из четырех тактов рабочего цикла дизеля 1Ч 8.5/8.0

Номер и название такта	Всего за время такта	Абсолютное мм ³ и относительное (%) количество масла, попавшее в зону ЦПГ и КШМ со струей							
		зона							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1 Впуск	668.6 (100)	0.0 (0.0)	86.1 (12.9)	0.0 (0.0)	14.2 (2.1)	13.1 (2.0)	4.0 (0.6)	463.0 (69.3)	88.1 (13.2)
2 Сжатие	483.6 (100)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	385.0 (79.6)	98.6 (20.4)
3 Расширение	426.8 (100)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	335.3 (78.6)	91.4 (21.4)
4 Выпуск	517.4 (100)	2.4 (0.5)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	0.0 (0.0)	13.0 (2.5)	331.8 (64.1)	170.3 (32.9)

струи масла из шатунного подшипника, направлен на ненагруженную сторону (НН) стенки цилиндра по ходу вращения кривошипа (рис. 5), (табл. 2).

Сопоставление количества смазочного материала, попавшего за время рабочего цикла на нагруженную (Н) и ненагруженную (НН) стороны стенки цилиндра (рис. 4), с результатами выполненных оценок минимально необходимого для предотвращения масляного голодания объема моторного масла в этой зоне смазывания для данного дизеля показало, что объема смазочного материала на нагруженной стороне стенки цилиндра (2.4 мм³) явно недостаточно для обеспечения благоприятного гидродинамического режима смазки в сопряжении “цилиндр–юбка поршня”.

С учетом актуальности тренда, связанного с переходом на применение в современных поршневых и гибридных двигателях маловязких моторных масел [11], особый ин-

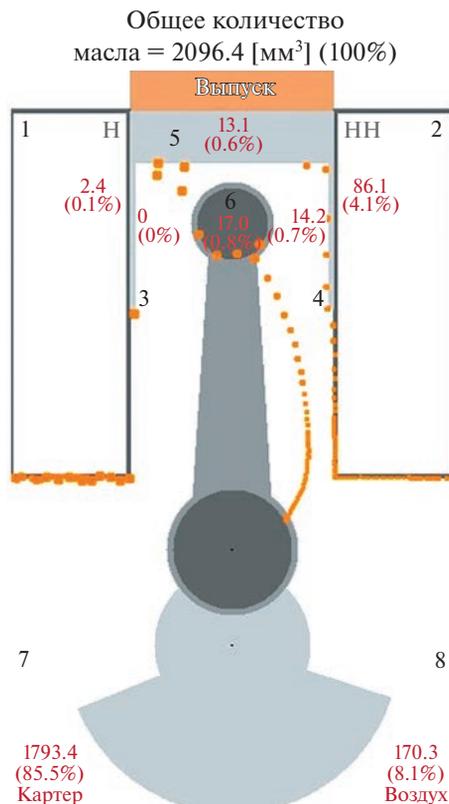


Рис. 4. Распределение объема масла, выброшенного из зазоров вращающегося шатунного подшипника за рабочий цикл дизеля 1С 8.5/8.0, по характерным зонам 1–8 ЦПГ и КШМ.

интерес представляло получение информации о влиянии высокотемпературной (при 100°С) кинематической вязкости масла ν_{100} на процесс струйного маслоснабжения деталей ЦПГ. Изменение указанной вязкости задавали в широком диапазоне ее значений, а именно: от 2 до 14 сСт. Контрольными выходными величинами были взяты: 1) абсолютное (в мм³) общее количество масла, выброшенное со струей в течение рабочего цикла q_0 ; 2) количество масла, попавшего за это время в зоны трения деталей ЦПГ (т.е. в зоны 1–6) q_{1-6} .

По мере линейного уменьшения вязкости моторного масла общее количество масла, выбрасываемого струей, и количество масла, подаваемого струей к частям ЦПГ, нелинейно возрастают (рис. 6). Анализ показал, что такое изменение q_0 и q_{1-6} объясняется влиянием вязкости масла, как меры внутреннего трения слоев жидкости, на обусловленную вращением шатунной шейки составляющую скорости струи v_c : при уменьшении трения внутри масла среднее значение компоненты скорости струи масла v_c увеличивается.

Закключение. Численное моделирование процесса маслоснабжения деталей ЦПГ, осуществляемого за счет выброса струи масла из зазоров вращающегося шатунного подшипника быстроходного четырехтактного дизельного двигателя, показало, что в течение его рабочего цикла: **1)** из общего объема масла, подаваемого со струей (100%),

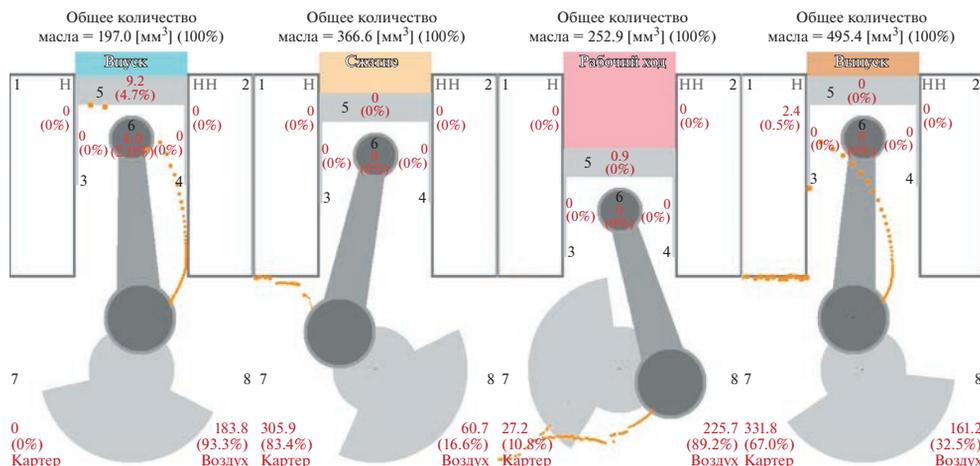


Рис. 5. Визуализация процесса струйной подачи масла из зазоров шатунного подшипника к деталям ЦПГ в течение (по тактам) рабочего цикла дизеля 14 8.5/8.0.

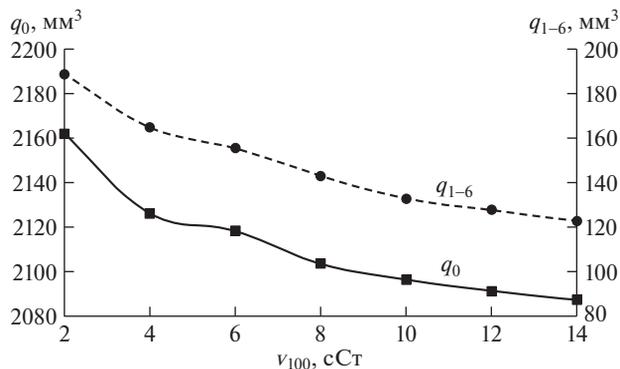


Рис. 6. Влияние изменения высокотемпературной вязкости моторного масла v_{100} на общее количество масла q_0 , выбрасываемого струей в течение рабочего цикла дизельного двигателя, и количество масла q_{1-6} , подаваемого за то же время струей на поверхности трения ЦПГ.

на поверхности трения деталей ЦПГ поступает только около 15% этого количества; 2) существует аномалия маслоснабжения деталей ЦПГ, при которой на нагруженную сторону стенки цилиндра подается значительно меньше смазки, чем на нагруженную сторону: в частности, 0.1% против 4.1% от общего количества масла, выбрасываемого струей, соответственно; 3) масло подается в зоны трения и охлаждения деталей ЦПГ только во время двух тактов рабочего цикла, когда точка выброса струи ориентирована при вращении коленчатого вала на ненагруженную сторону стенки цилиндра.

Исследование показало, что снижение вязкости моторного масла приводит к увеличению количества смазки, подаваемой в зоны трения деталей ЦПГ, что можно рассматривать как один из аспектов обоснования целесообразности перехода со средневязких на мало- и сверхмаловязкие моторные масла для современных быстроходных поршневых и гибридных двигателей.

Логическим продолжением исследований в этой области могут быть разработка и проверка эффективности технических решений, направленных на устранение аномалий маслоснабжения деталей ЦПГ. Кроме того, представляет практический интерес разработка метода количественного определения предельно малой вязкости моторного масла, обеспечивающей снижение потерь на трение при условии сохранения надежности работы поршневого двигателя.

БЛАГОДАРНОСТЬ

Авторы выражают благодарность магистру техники и технологий Айдару Флеровичу Бикташеву, внесшему неоценимый вклад в разработку алгоритма и интерфейса программы CSJet.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют, что у них нет конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Bedajangam S.K., Jadhav N.P.* Friction losses between piston ring-liner assembly of internal combustion engine: A review // *Int. J. of Scientific and Research Publications*. 2013. V. 3. № 6. С. 1.
2. *Heywood J.B.* Internal combustion engine fundamentals, Second Edition. New York: McGraw-Hill Education, 2018. 1056 p.
3. *Ganesan V.* Internal combustion engines. New York: McGraw Hill Education, 2012. 573 p.
4. *Coy R.C.* Practical applications of lubrication models in engines // *Tribology Int.* 1998. V. 31. № 10. P. 563.
5. *Путинцев С.В., Агеев А.Г.* Экспериментальное исследование условий маслоснабжения цилиндра быстроходного четырехтактного двигателя внутреннего сгорания // *Тракторы и сельхозмашины*. 2016. Т. 83. № 10. С. 45.
6. *Pulkrabek W.W.* Engineering fundamentals of the internal combustion engine // *J. Eng. Gas Turbines Power*. 2004. V. 126. № 1. P. 198.
7. *Xiaohua X.* Influence of piston-bore clearance on second motion characteristics of piston and skirt wear // *Mechanics and Industry*. 2019. V. 20. № 2. P. 205.
8. *Delprete C., Razavykia A.* Piston dynamics, lubrication and tribological performance evaluation: A review // *Int. J. of Engine Research*. 2020. V. 21. № 5. P. 725.
9. Damaged pistons. How to identify and eliminate them [Электронный ресурс] // Technical brochure MS Motor Service International GmbH [2006] URL: <https://www.ms-motor-service.com/en/technical-know-how/technical-information/> (дата обращения: 21.07.2022)
10. *Cameron A.* Basic Lubrication Theory. London: Ellis Horwood Ltd., 1981. 256 p.
11. *Singh S.K., Singh S., Sehgal A.K.* Impact of low viscosity engine oil on performance, fuel economy and emissions of light duty diesel engine // Conference: SAE 2016 Int. Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting. October 17, 2016. Technical Paper, 2016-01-2316. <https://doi.org/10.4271/2016-01-2316>

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.822

МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЯ ТРИБОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ОСЕВЫХ ОПОР

© 2023 г. Е. М. Черемисинов¹, И. С. Сплавский^{2,*}

¹ООО «КБЛЕКС», Москва, Россия

²Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН, Москва, Россия

*e-mail: spl-igor@yandex.ru

Поступила в редакцию 04.05.2022 г.

После доработки 21.11.2022 г.

Принята к публикации 20.12.2022 г.

В статье приведены и рассмотрены методические испытания трибологических свойств осевых опор. В качестве опоры была выбрана гидрозащита с усиленной осевой опорой для высокооборотных лопастных насосов. В качестве экспериментального образца использовались сегментный подпятник и пята. В процессе эксперимента были получены основные характеристики работоспособности экспериментального образца.

Ключевые слова: опорно-упорный подшипник, циркуляционный агрегат реакторной установки, главный циркуляционный насос, грузоподъемность, насос, коэффициент трения

DOI: 10.31857/S0235711923020025, **EDN:** VPIJZT

При эксплуатации в экстремальных условиях работоспособность новой техники обеспечивается конструктивными особенностями поверхностей трения и применением новых перспективных материалов. Условия работы, которые можно отнести к экстремальным, возникают в крупногабаритных узлах трения, работающие при высоких скоростях скольжения и нагрузках.

В первом контуре реакторных установок типа ВВЭР (водо-водяной энергетический реактор) принудительную циркуляцию теплоносителя обеспечивают главные циркуляционные насосы (ГЦН). Принудительная циркуляция обеспечивается работой насоса, который подает теплоноситель в реактор, а оттуда нагретый теплоноситель возвращается, охлаждаясь в парогенераторе. От надежной и бесперебойной работы ГЦН напрямую зависит безопасность любой АЭС.

В общем случае ГЦН это вертикальный, одноступенчатый, лопастной насос центробежного типа. Типовая конструкция ГЦН включает в себя следующие типовые узлы: приводной электродвигатель, подшипниковые опоры с системой смазки, уплотнение вращающегося вала с системой питания и охлаждения, проточную часть.

Отличительная особенность условий эксплуатации циркуляционных насосов это их непрерывная и надежная работа в течение длительного времени, исчисляемого десятками тысяч часов, без ремонта и непосредственного обслуживания. Одними из наиболее ответственных и, в большинстве случаев, определяющими работоспособность насосов, являются радиальные и осевые подшипники скольжения и торцовые уплотнения, в качестве смазывающей и охлаждающей жидкости для которых используется перекачиваемая среда, в основном дистиллированная вода, а также нефтяные масла и др.

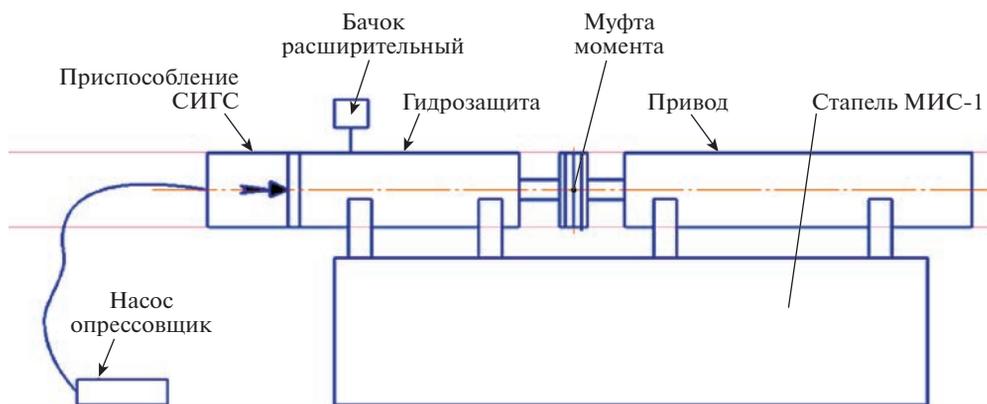


Рис. 1. Принципиальная схема испытаний.

Для исследования, разработки и оптимизации высокооборотных упорных подшипников, применяемых в циркуляционных насосах необходимо провести испытания на специализированном стенде для методических испытаний.

Методика испытаний. В качестве стенда методических испытаний трибологических свойств осевых опор выбрана гидрозащита с усиленной осевой опорой, разработанная ранее по техническому заданию для высокооборотных лопастных насосов. Такая гидрозащита погружного высокооборотного центробежного насоса для добычи нефти из скважины представляет новое поколение агрегатов для добычи пластовой жидкости из нефтяных скважин, эксплуатирующихся в осложненных условиях и предназначена для компенсации полного осевого усилия от вала насоса, которое может достигать в ряде случаев 2000 кг.

Эксплуатационные условия гидрозащиты в полной мере соответствуют намеченным условиям испытаний экспериментальных образцов на спроектированном стенде по теме “Разработка методик, средств экспериментальных исследований и проведение трибологических испытаний модельных образцов в режиме гидродинамического трения”.

Таким образом, гидрозащита представляет собой испытательный шпиндель, позволяющий на стадии методических экспериментов более тщательно подготовить экспериментальные образцы и уточнить содержание основной программы и методики трибологических исследований.

Испытания были проведены на стенде МИС-01 (рис. 1) с применением специального нагрузочного приспособления, которое монтируется на верхний фланец гидрозащиты (рис. 2).

Нагрузка осевая на вал гидрозащиты осуществлялась за счет давления насоса опрессовщика в левой камере поршня приспособления.

В качестве экспериментального образца использовались сегментный подпятник и пята (сталь 95Х18 ГОСТ 5632-72) (рис. 3, 4).

Испытания экспериментального образца проводились в диапазоне частот вращения от 3000 до 7000 об/мин с использованием электроизоляционного синтетического масла МДПН-С2 (ТУ 38.4011185-2008).

Обсуждение результатов. В процессе эксперимента были получены основные характеристики работоспособности экспериментального образца. Проверка работоспособности осевой опоры на частоте 3000 об/мин показала полное совпадения с результата-

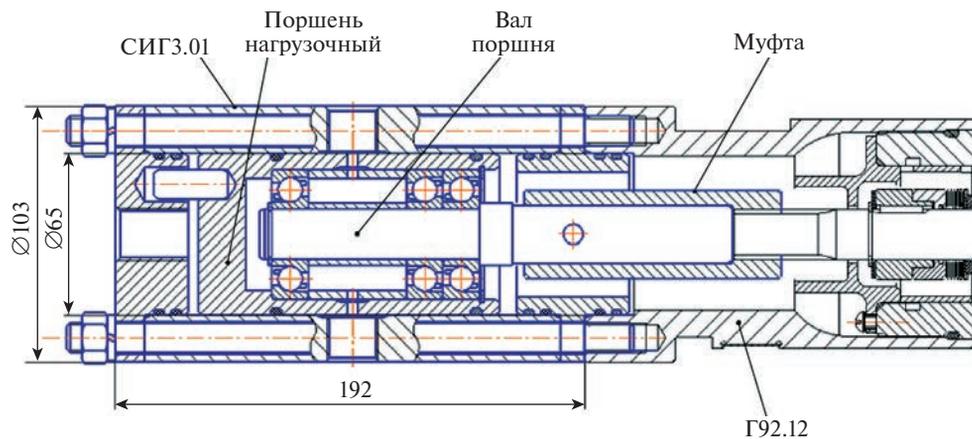


Рис. 2. Узел специального нагрузочного приспособления.

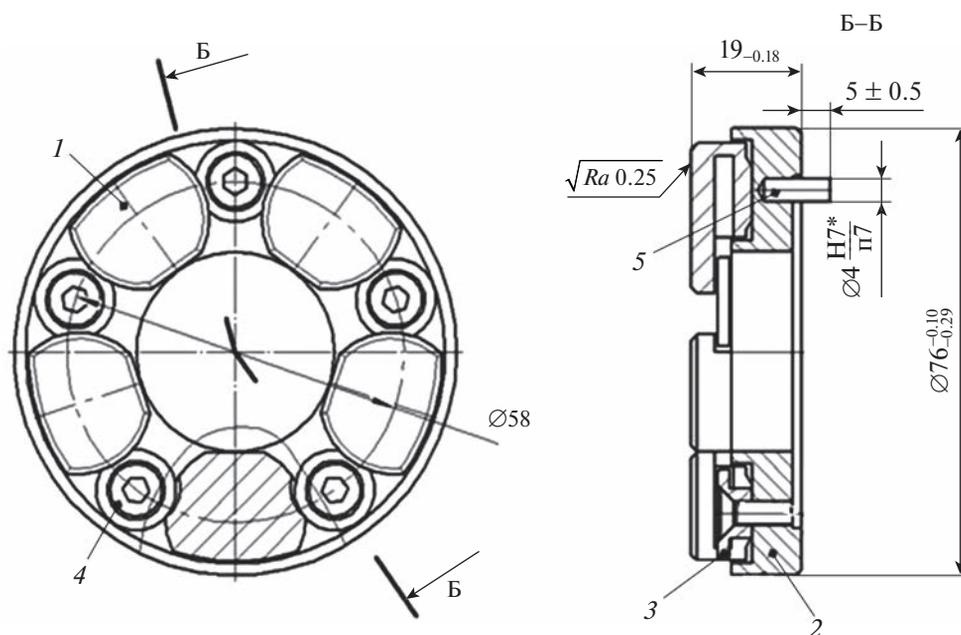


Рис. 3. Экспериментальный образец – подпятник сегментный (пять сегментов): 1 – сегмент с антифрикционным покрытием; 2 – корпус подпятника; 3 – держатель сегмента; 5 – штифт корпуса.

ми паспорта на изделие. Мощность трения гидрозашиты под нагрузкой (600 кг) не превышала 500 ватт (рис. 5).

При работе на более высоких частотах обнаружались скачки момента, которые могли соответствовать переходу работы осевой опоры из гидродинамического в режим граничного трения, когда имеет место разрушение масляного клина. Следует отметить, что в анализе режимов работы осевой опоры существует достаточно много

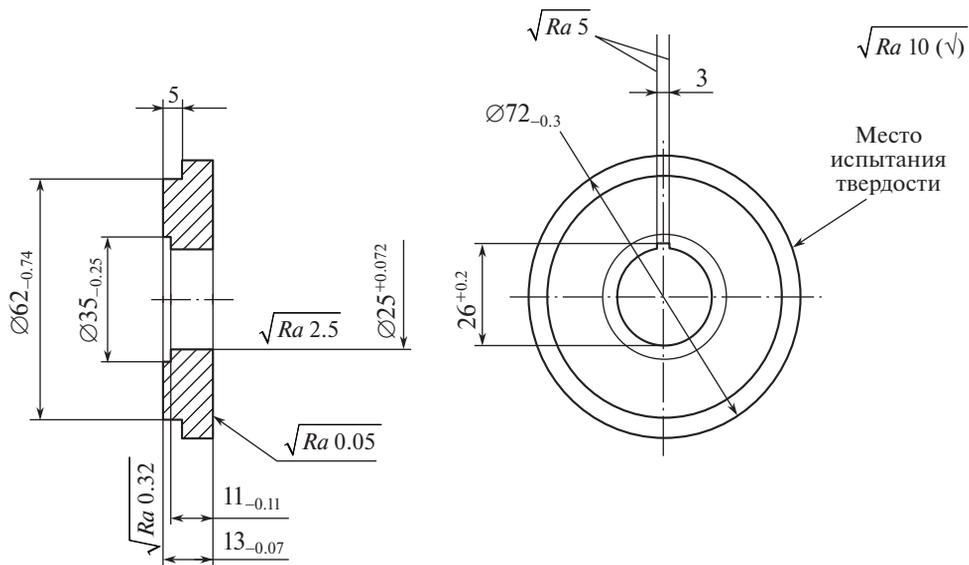


Рис. 4. Экспериментальный образец – пята осевой опоры (сталь 95X18 ГОСТ 5632-72).

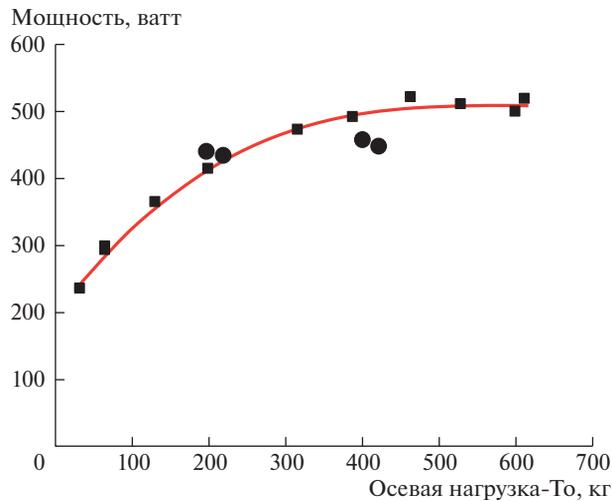


Рис. 5. Результаты сравнительных испытаний экспериментального образца в виде сегментного подпятника осевой опоры гидрозашиты. Мощность трения Г92.12: ● – паспортные данные; ■ – экспериментальные данные.

факторов, которые определяют устойчивый режим работы узла трения, и поэтому, достоверное подтверждение стабильности режима трения можно получить в результате длительных испытаний и только при достижении температурного максимума в зоне трения.

При переходе в граничный режим трения в опоре может возникнуть резкий рост мощности трения, и как следствие перегрев и разрушение поверхностей трения.

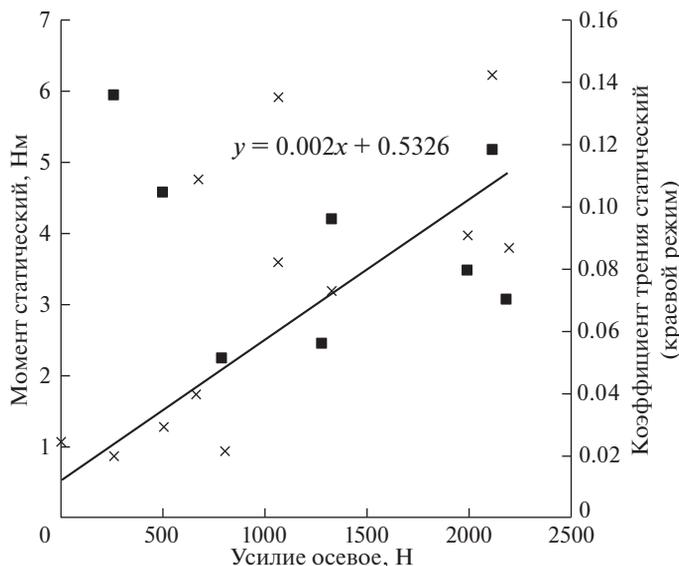


Рис. 6. Оценка статического трения осевой опоры. Статическое трение в осевой опоре Г.92.12: x – момент статический, ■ – коэффициент трения статический.

Оценка статического трения (рис. 6.), которое может характеризовать переход в граничный режим показала, что при частотах вращения в 10000 об/мин мощность трения может составить 15 кВт (коэффициент трения 0.1).

Значительный рост момента трения был зафиксирован на частоте вращения вала гидрозащиты в 7000 об/мин и осевой нагрузке 398 кг, при которой расчетный коэффициент трения достиг значения 0.0151.

В связи с этим, предполагая, что режим трения может перейти в граничный, испытания осевой опоры Керамет были остановлены для ревизии узла опоры и обсуждения результатов с разработчиком гидрозащиты.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Юшин Е.С. Насосное оборудование системы трубопроводного транспорта нефти и нефтепродуктов. Ухта: Ухтинский государственный технический университет, 2019.
2. Ветохин В.И. Погружной асинхронный электродвигатель открытого исполнения нового поколения типа “АМВ НГС” для нефтегазовых скважин // Морской вестник. 2011. № 3 (39). С. 51.
3. Чичинадзе А.В., Браун Э.Д., Буше Н.А. и др. Основы трибологии (трение, износ, смазка) / Под ред. А.В. Чичинадзе. М.: Машиностроение, 2001. 664 с.
4. Шихватов А.М. Об устойчивости упорных газодинамических подшипников, профилированных спиральными канавками // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2004. № 6. С. 27.
5. Емельянов И.А. Повышение эксплуатационных характеристик упорных газодинамических подшипников: Дис. ... канд. техн. наук. Калуга: Моск. гос. техн. универ. им. Н.Э. Баумана (Калужский филиал), 2001. 178 с.

6. *Qiu Y., Khonsari M.M.* Investigation of tribological behaviors of annular rings with spiral groove // Tribology International. 2011. V. 44. P. 1610.
7. *Suh M., Chae Y., Kim S., Hinoki T., Kohyama A.* Effect of geometrical parameters in micro-grooved crosshatch pattern under lubricated sliding friction // Advanced Materials Research. 2008. V. 47–50. P. 507.
8. *Песковацков М.Н., Славский И.С., Воронин Н.А.* Модельный трибоанализ перспективных материалов для высокооборотных упорных подшипников скольжения. Фундаментальные исследования и инновационные технологии в машиностроении // Научные труды VII Международной научной конференции. 2021. С. 189.
9. *Корчак А.В.* Моделирование и программа расчета упорных лепестковых газодинамических подшипников // Вестник Воронежского государственного технического университета. 2011. Т. 7. № 4. С. 138.
10. *Сытин А.В., Киричек А.А., Тюрин В.О.* Динамическая модель упорного лепесткового газодинамического подшипника с учетом осевых воздействий // Известия Тульского государственного университета. Технические науки. 2021. № 4. С. 93.
11. *Славский И.С., Кулаков О.И.* Способы повышения триботехнических свойств упорных подшипников скольжения // В сборнике: XXXII Международная инновационная конференция молодых ученых и студентов по проблемам машиноведения. Сборник трудов конференции. 2021. С. 241.
12. *Прокопенко А.А., Марцинковский В.С., Лазаренко А.Д.* Обеспечение экономической эффективности и экологической безопасности турбокомпрессоров синтез-газа. Исследование, конструирование и технология изготовления компрессорных машин // Труды XI Международной научно-технической конференции молодых специалистов. Казань, 2022. С. 123.

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ МЕХАНИКА.
ДИАГНОСТИКА ИСПЫТАНИЯ**

УДК 620.186

**ФОРМООБРАЗОВАНИЕ ГИБРИДНЫХ ЗАГОТОВОК
ИЗ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ ОСАДКОЙ С КРУЧЕНИЕМ**© 2023 г. П. А. Петров^{1,*}, В. Н. Фам¹, И. А. Бурлаков^{1,2}, Нгуен Хань Тоан¹¹Московский политехнический университет, Москва, Россия²Производственный комплекс “Салют” АО “ОДК”, Москва, Россия

*e-mail: petrov_p@mail.ru

Поступила в редакцию 12.11.2022 г.

После доработки 30.01.2023 г.

Принята к публикации 20.02.2023 г.

Рассмотрена возможность получения гибридных заготовок из алюминиевых сплавов АМг2, АМг5 и АМг6 методом комбинированной деформации осадкой в сочетании с поверхностным сдвигом (осадка с кручением). Применен метод конечноэлементного моделирования процесса формообразования с применением программы QForm 10.1.5. Полученные реологические модели деформируемых материалов и использование специально разработанной подпрограммы “*friction.sliding_velocity*” позволили получить результаты моделирования, хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. Металлографические исследования подтвердили высокое качество соединения заготовок в зоне контакта.

Ключевые слова: алюминиевые сплавы, АМг2, АМг5, АМг6, осадка с кручением, реологическая модель, подпрограмма “*friction.sliding_velocity*”

DOI: 10.31857/S0235711923030136, EDN: PQQMES

Благодаря низкой плотности алюминиевые сплавы нашли широкое применение в областях, где большое значение имеет удельная прочность, в первую очередь, в авиационном строительстве. Легирование алюминия медью, марганцем и магнием с последующей термообработкой позволило существенно повысить прочностные свойства этих материалов [1–3]. Из-за склонности к окислению большое значение для алюминиевых сплавов имеет коррозионная стойкость. Так как коррозионная стойкость деформируемых алюминиевых сплавов типа дюралюминия незначительна, то для защиты их от коррозии применяют различные методы, наиболее распространенным из которых является плакирование чистым алюминием [4]. По техническим условиям толщина плакированного слоя составляет 4–8% от толщины листа или заготовки. Настоящая статья посвящена методу соединения алюминиевых заготовок в холодном состоянии путем поверхностного сдвига заготовок с приложением высокого контактного давления (осадка с кручением). Исследования были выполнены с применением заготовок из алюминиевых сплавов АМг2, АМг5 и АМг6.

Исследование было направлено на: 1) определение реологических свойств алюминиевых сплавов АМг2, АМг5 и АМг6; 2) оценку качества полученных осадкой с кручением гибридных заготовок; 3) конечно-элементный анализ процесса с применением программы QForm и подпрограммы “*friction.sliding_velocity*”; 4) анализ эволюции микроструктуры в процессе деформации при изготовлении гибридных заготовок.

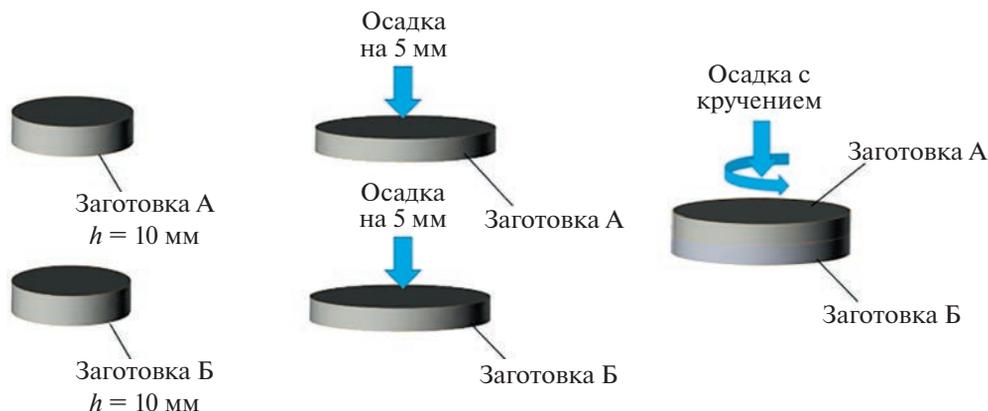


Рис. 1. Схема осадки образцов с кручением.

Методика выполнения работы. Осадку с кручением выполняли деформированием пакета из двух заготовок одной марки алюминиевого сплава АМг2, АМг5 или АМг6 диаметром и высотой 40 и 10 мм соответственно (рис. 1). Заготовки для последующей деформации изготавливали электроэрозионной резкой из алюминиевых прутков. Контактные поверхности заготовок перед осадкой тщательно зачищались и протирались спиртом. Осадку с кручением реализовывали на модернизированном гидравлическом прессе модели ДБ-2432 силой 1.6 МН до высоты 2.1–2.4 мм со скоростью осевого перемещения пуансона 1 мм/с с частотой его вращения 12 об./мин [5].

Химический состав деформируемых материалов приведен в табл. 1–3.

Пластичность листов из АМг2 в отожженном состоянии высокая. В условиях повышенной влажности сплав проявляет склонность к коррозии. Защита от коррозии осуществляется анодно-окисными, химическими и лакокрасочными покрытиями.

Сплав АМг5 обладает повышенной коррозионной стойкостью. В отожженном состоянии склонность к коррозионному растрескиванию и межкристаллитной коррозии отсутствует. Защита от коррозии осуществляется в зависимости от назначения детали различными покрытиями.

АМг6 является высокопрочным сплавом и в отожженном состоянии листы обладают высокой пластичностью и повышенной коррозионной стойкостью и применяются для конструкций, от которых требуется повышенная коррозионная стойкость.

Для изучения микроструктуры и микротвердости осаженные образцы разрезались в меридиональной плоскости с применением метода электроэрозии и исследовались с применением бинокулярного микроскопа “Olympus Delta” с увеличениями 100, 500 и 1000 и твердомера “DuraScan 20”.

Моделирование процесса было осуществлено с применением программы QForm 10.1.5. Для получения достоверных результатов моделирования были определены реологические модели путем осадки цилиндрических образцов диаметром и высотой 10 мм со скоростями деформации 10^{-3} , 10^{-2} , 4×10^{-1} с температурами 20, 300,

Таблица 1. Химический состав АМг2 в % (ГОСТ 4784-2019)

Mg	Mn	Al	Fe	Si	Cu	Zn
1.8–2.6	0.2–0.6	основа	0.4	0.4	0.1	0.2

Таблица 2. Химический состав АМг5 в % (ГОСТ 4784-2019)

Mg	Mn	Al	Fe	Si	Cu	Zn
4.93	0.56	93.92	0.27	0.17	0.08	0.04

Таблица 3. Химический состав АМг6 в % (ГОСТ 4784-2019)

Mg	Mn	Al	Fe	Si	Cu	Zn
5.8–6.8	0.5–0.8	основа	0.4	0.4	0.1	0.2

Таблица 4. Коэффициенты математической модели сопротивления деформации алюминиевых сплавов в температурном интервале 20–450°C

Коэффициенты	A	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	m_7	m_8	m_9
АМг2	112.2309	-0.0023	-0.2798	-0.0182	-0.077	-0.0025	0.6136	0.0003	0.1395
АМг5	184.236	-0.0026	-0.1056	-0.0242	-0.0551	-0.0034	0.4393	0.0003	0.1728
АМг6	275.284	-0.0022	0.0436	-0.024	-0.0454	-0.0036	0.0985	0.0003	0.1397

400 и 450°C с использованием модели по формуле, предложенной А. Хензелем и Т. Шпиттелем [6, 7]

$$\sigma_s = A \exp(m_1 T) T^{m_9} \epsilon_i^{m_2} \exp\left(\frac{m_4}{\epsilon_i}\right) (1 + \epsilon_i)^{m_5 T} \exp(m_7 \epsilon_i) \dot{\epsilon}^{m_3} \dot{\epsilon}^{m_8 T}. \quad (1)$$

Найденные коэффициенты математической модели (1) сопротивления деформации данных сплавов приведены в табл. 4.

Особенностью процесса осадки с кручением является значительное различие в скорости скольжения металла по поверхности вращающегося инструмента, которая увеличивается от нуля в центре вращения до максимума на периферии заготовки. Рядом ученых установлено, что скорость скольжения металла по поверхности инструмента существенно влияет на касательные напряжения в зоне контакта заготовки с инструментом [8]. Для учета влияния снижения величины касательных напряжений с увеличением скорости скольжения металла была применена специально разработанная совместно с фирмой “КванторФорм” подпрограмма “*friction.sliding_velocity*”, включенная в пакет программ QForm.

Анализ полученных данных. Сплав АМг2. Гибридные заготовки сплава АМг2, полученные осадкой кручением в соответствии с приведенной выше методикой, разрезались в меридиональной плоскости методом электроэрозии (рис. 2).

**Рис. 2.** Заготовка сплава АМг2 после осадки с кручением.

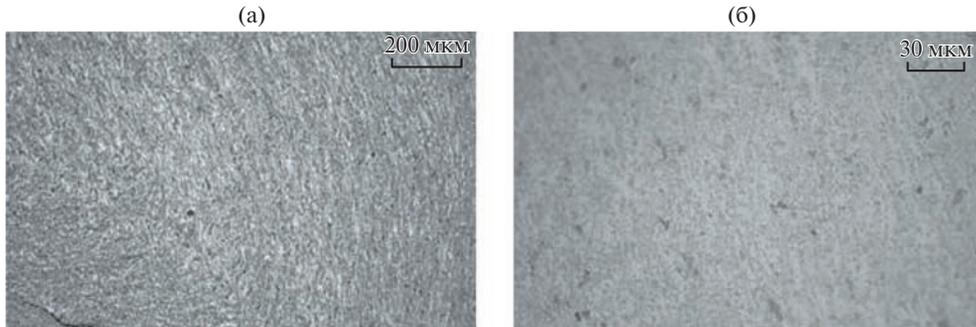


Рис. 3. Микроструктура в зоне соединения заготовок: (а) – X100; (б) – X500.

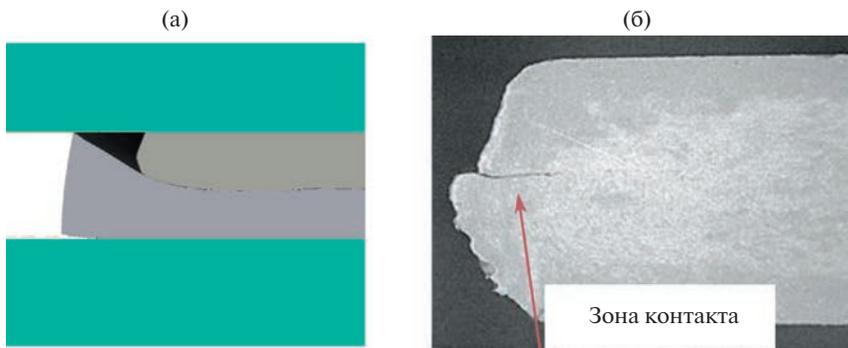


Рис. 4. Торцы осажённой заготовки из сплава АМг2 с кручением: (а) – моделирование; (б) – эксперимент.

Исследуя микроструктуру (рис. 3) в зоне контакта можно сделать вывод, что осадка данным методом пакета из двух заготовок позволяет получить, за исключением краев заготовки, плотный контакт, а моделирование программой QForm 10.1.5 с применением подпрограммы “*friction.sliding_velocity*” достаточно точное прогнозирование процесса формообразования (рис. 4).

Сплав АМг6. Аналогичные эксперименты с заготовками из сплава АМг6 подтвердили возможность получения осадкой с кручением полуфабрикатов (рис. 5) с высоким качеством соединения, которое можно оценить по микроструктуре, приведенной на рис. 6, так как зону контакта заготовок удастся обнаружить только после травления.

Моделирование процесса осадки с применением программы QForm 10.1.5, подпрограммы “*friction.sliding_velocity*” и найденной реологической модели сплава обеспечивает достаточное геометрическое подобие.

В процессе осадки происходит неравномерный нагрев заготовки, причем максимальная температура по результатам моделирования не превышает 230°C (рис. 7), что подтверждается результатами ее измерения термовизором и позволяет сделать вывод о корректности применения реологической модели сплава АМг6 для моделирования процесса.

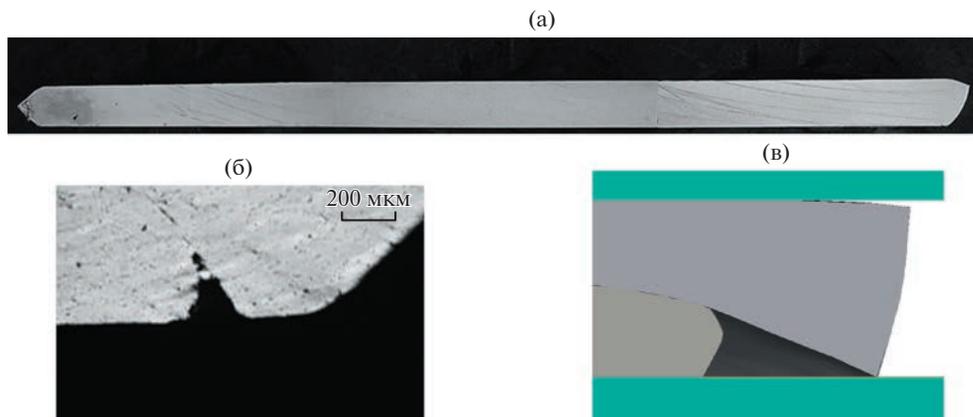


Рис. 5. Макрошлиф осажденной заготовки (а), и внешний торец: (б) – эксперимент; (в) – моделирование.

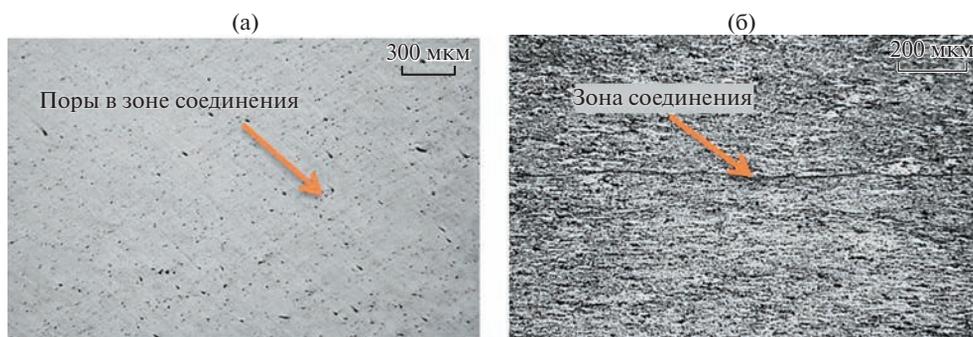


Рис. 6. Микроструктура зоны соединения заготовок из сплава АМг6: (а) – до травления; (б) – после травления.



Рис. 7. Распределение температуры в заготовке из АМг6 после осадки с кручением.



Рис. 8. Заготовки АМг5 после осадки с кручением и электроэрозионной резки.

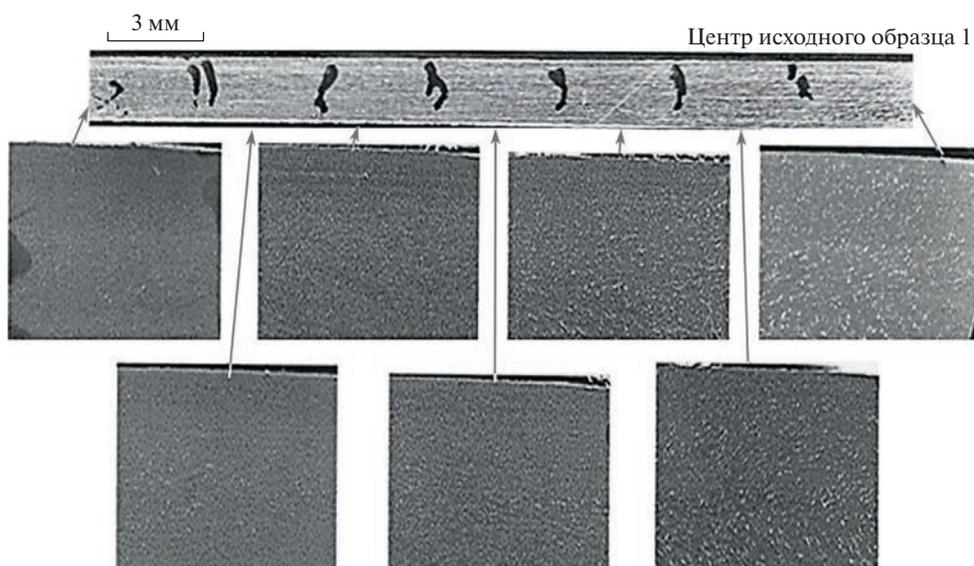


Рис. 9. Микроструктура в сечении осажённой заготовки.

Сплав АМг5. Исследование микроструктуры образцов в зоне разрезки (рис. 8) показало отсутствие видимой границы в зоне контакта заготовок, что говорит о диффузионном характере соединения и его высоком качестве (рис. 9).

Интенсивное течение металла в процессе деформации с кручением верхнего инструмента превращает зернистую структуру сплава в микрокристаллическую механическую смесь, уменьшающуюся в размерах от центра заготовки к периферии пропорционально скорости перемещения инструмента относительно заготовки (рис. 9). По имеющимся данным превращение структуры в микрокристаллическую механическую смесь способствует повышению одновременно прочностных и пластических характеристик [9–12].

Выводы. 1. Определены реологические свойства алюминиевых сплавов АМг2, АМг5 и АМг6 методом осадки цилиндрических образцов со скоростями деформации со скоростями деформации 10^{-3} , 10^{-2} , 4×10^{-1} с температурами нагрева заготовок при испытании 20, 300, 400 и 450°C, позволяющие повысить точность конечно-элемент-

ного моделирования процессов формообразования из алюминиевых сплавов АМг2, АМг5 и АМГ6. **2.** Осадка с кручением пакета из двух заготовок из изучаемых алюминиевых сплавов диаметром и высотой 40 и 10 мм соответственно каждая со скоростью вращения 12 об./мин и осевой силой 1.6 МН обеспечивает высокое качество соединения, что подтверждено выполненными металлографическими исследованиями. **3.** Моделирование процесса осадки пакета заготовок с кручением с использованием метода конечных элементов, реализуемого программой QForm 10.1.5 и с применением найденных реологических свойств и подпрограммы “*friction.sliding_velocity*”, включенной в пакет QForm, показало хорошее совпадение экспериментальных и расчетных данных. **4.** Осадка с кручением алюминиевых заготовок с приведенными выше режимами превращает зернистую структуру сплава в микрокристаллическую механическую смесь, что способствует повышению прочностных и пластических характеристик.

КОНФЛИКТ ИНТЕРЕСОВ

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Raghunath B.K., Raghukandan K., Karthikeyan R., Palanikumar K., Pillai U.T.S., Gandhi R.A.* Flow stress modeling of AZ91 magnesium alloys at elevated temperature // J. of Alloys and Compounds. 2011. V. 509. Iss. 15. P. 4992.
2. *Araei A.A., Razeghi H.R., Ghalandarzadeh A., Tabatabaei S.H.* Effects of loading rate and initial stress state on stress–strain behavior of rock fill materials under monotonic and cyclic loading conditions // Scientia Iranica. 2012. V. 19. Iss. 5. P. 1220.
3. *Xiao H., Fan X.G., Zhan M., Liu B.C., Zhang Z.Q.* Flow stress correction for hot compression of titanium alloys considering temperature gradient induced heterogeneous deformation // J. of Materials Processing Tech. 2021. V. 288. 116868.
4. *Гуляев А.П.* Металловедение. М.: Металлургия, 1986. 544 с.
5. *Субич В.Н. и др.* Штамповка с кручением. Монография. М.: МГИУ, 2008. 389 с.
6. *Хензель А., Шпиттель Т.* Расчет энергосиловых параметров в процессах обработки давлением. Справочник. М.: Металлургия, 1982. 360 с.
7. *Петров П.А., Фам В.Н., Сапрыкин Б.Ю., Диксит У.Ш.* Моделирование программ монотонного нагружения с постоянной скоростью деформации на современной универсальной испытательной машине // Технология легких сплавов. 2021. № 3. С. 50.
8. *Behrens B.-A., Bouguecha A., Hadifi T., Mielke J.* Advanced friction modeling for bulk metal forming processes. German Academic Society for Production Engineering (WGP) 2011. P. 621.
9. *Онищенко А.К.* Теория промышленнойковки стали и сплавов. М.: “Спутник+”, 2021. 307 с.
10. *Онищенко А.К.* Расчет суммарной деформации слитка (заготовки) в операциях обработки металлов давлением // Тяжелое машиностроение. 2021. V. 9. С. 18.
11. *Чувильдеев В.Н.* Неравновесные границы зерен в металлах. Теория и приложения. М.: Физматлит, 2004. 304 с.
12. *Чувильдеев В.Н., Нохрин А.В., Лопатин Ю.Г. и др.* О предельной прочности и пластичности при комнатной температуре нано- и микрокристаллических металлов, полученных методами интенсивного пластического деформирования. Эффект одновременного повышения прочности и пластичности // Тяжелое машиностроение. 2011. № 1. С. 2.